

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ODBOR FLUIDNÍHO INŽENÝRSTVÍ VIKTORA
KAPLANA
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING ENERGY INSTITUTE

SAMONASÁVACÍ ČERPADLO SELF-PRIMING PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

KUSÝ JAN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.

BRNO 2010

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je rozbor a popis principů samonasávacích čerpadel, popis fyzikálních dějů umožňujících samonasávání a na těchto základech navrhnout konstrukční zlepšení pro vybraný druh čerpadla.

Klíčová slova

Samonasávací čerpadlo

ABSTRACT

This diploma thesis deals with analysis and description of principles of self-priming pumps and description of physical processes, that allow self-priming. With these basements should be proposed innovation of construction for selected type of pump.

Keywords

self-priming pump

KUSÝ JAN, *Samonasávací čerpadlo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 52 stran.

Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Pochylého, CSc.

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

.....
Kusý Jan
23.3.2009

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří panu prof. Ing. Františkovi Pochylému, CSc., který mě po celou dobu odborně vedl a byl vstřícný vůči mým dotazům.

SEZNAM SYMBOLŮ

značka	jednotka	význam značky
Q	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	průtok
Y	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná energie
n	$[\text{s}^{-1}]$	otáčky
p	$[\text{Pa}]$	tlak
H_s	$[\text{m}]$	sací výška
H	$[\text{m}]$	výtlačná výška
n_s	$[\text{s}^{-1}]$	specifické otáčky
K	$[1]$	koeficient
c	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost
D	$[\text{m}]$	průměr oběžného kola
S	$[\text{m}^2]$	plocha kanálu
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení

OBSAH

OBSAH	6
1. ÚVOD	7
2. SOUČASNÝ STAV ZKOUMANÉ PROBLEMATIKY	8
2.1 ROZBOR DOSTUPNÉ TEORIE	8
2.2 ROZBOR HYDRODYNAMICKÉHO ČERPADLA	9
2.2.1 Popis čerpadla	9
2.2.2 Charakteristika hydrodynamického čerpadla	10
2.2.3 Činnost samonasávacích čerpadlech	12
3. SAMONASÁVACÍ ČERPADLA	13
3.1 ROZDĚLENÍ SAMONASÁVACÍCH ČERPDEL	13
3.2 S EJEKTOREM NA VSTUPU	14
3.3 S VÍŘIVÝM ÚČINKEM	16
3.4 S RECIRKULACÍ V TĚLESE ČERPADLA	20
3.5 SINUSOVÁ ČERPADLA	21
4. ROZBOR PROUDĚNÍ V SAMONASÁVACÍCH ČERPADLECH	22
4.1 ANALÝZA PROUDĚNÍ V SAMONASÁVACÍM REŽIMU	22
4.2 ZÁKLADY VÍCEFÁZOVÉHO PROUDĚNÍ	22
4.3 DVOUFÁZOVÉ PROUDĚNÍ VODA – VZDUCH	23
5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	28
5.1 PŘEDBĚŽNĚ NAVRHOVANÁ ŘEŠENÍ	28
5.2 ANALÝZA KONSTRUKCE VLOŽENÉHO ŽEBRA	31
5.3 MATEMATICKÝ POPIS FUNKCE VLOŽENÉHO ŽEBRA	33
5.3.1 Odvození úpravy Bernoulliho rovnice pro oblast s n otvory	33
5.3.2 Rovnice kontinuity pro stačitelnou kapalinu a n otvorů	35
5.3.3 Dosazení do rovnice kontinuity pro případ s vloženým žebrem	36
5.3.4 Dosazení do Bernoulliho rovnice pro případ s vloženým žebrem	37
5.4 MATEMATICKÝ POPIS FUNKCE PŘEPÁŽKY VE SPIRÁLE	40
5.4.1 Dosazení do rovnice kontinuity pro případ s přepážkou	40
5.4.2 Dosazení do Bernoulliho rovnice pro případ s přepážkou	41
6. EXPERIMENT	43
6.1 PODMÍNKY MĚŘENÍ	43
6.2 MĚŘENÉ VELIČINY	43
6.3 POUŽITÁ MĚŘÍCÍ TECHNIKA	43
6.4 ČERPADLO PRO EXPERIMENT	44
6.5 ÚPRAVA ČERPADLA	45
6.6 MĚŘÍCÍ TRAŤ	46
6.7 POSTUP MĚŘENÍ	47
6.8 VÝHODNOCENÍ	48
6.8 ZÁVĚR MĚŘENÍ	49
7. ZÁVĚR	51
8. POUŽITÁ LITERATURA	52

1. ÚVOD

Účelem této diplomové práce je popsat fyzikální principy hydrodynamických samonasávacích čerpadel, která jsou ze sortimentu čerpadel stále žádanější z důvodu rychlejšího a méně problematického rozběhu hydraulického obvodu. Uplatnění těchto vlastností najdeme napříč celému průmyslovému i hospodářskému spektru. Všude tam, kde se čerpadlo před rozběhem nachází nad hladinou čerpané kapaliny, či počítá-li se se zavzdušněným potrubím a čerpáním dvoufázové směsi kapalin voda-vzduch, jsou tyto principy přímo stěžejní. Jejich nevýhodou však bývá trvalé snížení účinnosti v optimálním chodu způsobené změnou konstrukce lopatek, spirální skříně atd. Odborníci zabývající se tímto problémem se tedy snaží optimalizovat řešení, při kterém by bylo možno využívat maximální užité vlastnosti čerpadla s nejmenšími ztrátami na účinnosti a životnosti.

Nejedná-li se o objemové čerpadlo, které pracuje na principu dovolujícím zvyšovat podtlak na sání, musíme říci, že klasická hydrodynamická čerpadla nejsou ze základního principu schopna od jistého rozdílu tlaků odpovídajícího geodetické sací výšce vyvodit při rozběhu dostatečný podtlak a zajistit tak přísun kapaliny pro směs vhodnou k odčerpání vzduchu ze sacího potrubí. A proto volíme konstrukční úpravy pro dosažení toho efektu – samonasávání.

Principy samonasávání se při tom liší s ohledem na konstrukci a účelnosti takového čerpadla. Nejvíce pak na určení funkce (vodárenské, kalové), kde jsme omezeni dalšími kritérii jako jsou průchodnost částic, odolnost vůči rázům atp. Realizace tedy vede ke zjednodušení samotné konstrukce, snížení hmotnosti a zdokonalení hydraulického jevu způsobujícího samonasávání.

V tomto ohledu pak musíme dbát zařazení čerpadla v daném řadu potrubního systému. Výhodou těchto čerpadel je fakt, že pracují i bez použití přídavného ventilu anebo klapky na ponořeném konci nasávacího potrubí. Naopak výtlačné potrubí musí zabezpečit odvod vzduchu z tělesa čerpadla během samonasávání a to z důvodu že samonasávací čerpadlo nedokáže pracovat jako kompresor. Tento odvod se řeší obvykle obtokem.

S ohledem na to se dá tedy říci, že je problém samonasávacích čerpadel složitý a vede na velkou spoustu řešení odvíjejících se pro jednotlivé aplikace v praxi.

2. Současný stav zkoumané problematiky

2.1 Rozbor dostupné teorie

Problematika samonasávání je ve skutečnosti velice složitým jevem a do jisté míry se nedá úplně přesně matematicky popsat. Svědčí o tom i množství odborných prací z této oblasti, kterých není mnoho a většina z nich se opírá o experimentální vliv geometrie na daný problém.

Vzhledem k náročné problematice je dostupnost volně šiřitelné teorie omezená. Literatura týkající se tohoto tématu je veskrze trojího typu:

- 1) Skripta popisu principu
- 2) Závěrečné práce studentů VŠ
- 3) Firemní normy a patenty

Z dostupných pramenů jsou nejhodnotnější právě závěrečné práce zabývající se tímto problémem a to pro jejich komplexnost a podloženost simulacemi i experimenty. Z těchto pak práce z ústavu Fluidního inženýrství na VUT v Brně a Katedře hydraulických strojů SjF STU v Bratislavě.

K simulacím proudění kapalin v hydraulických strojích jako jsou čerpadla a turbíny se dnes s oblibou používá moderní CFD metody (Computational Fluid Dynamics – Počítačová dynamika proudění), která je založená na numerickém řešení Navier-Stokesových rovnic. Výsledky z těchto simulací nejsou vůči výsledkům experimentů zcela shodné, ale jsou uspokojivé. Nadále však přetrvává problém více fází (voda, vzduch, pára atd.) který je i pro tento přístup stále dosti složitý.

2.2 Rozbor hydrodynamického čerpadla

2.2.1 Popis čerpadla

Samonasávací čerpadla se řadí mezi čerpadla Hydrodynamická, tj. čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie v kinetickou a potenciální (tlakovou) energii kapaliny.

Účinnost hydrodynamických čerpadel je poněkud nižší než u čerpadel hydrostatických. Průtok odstředivých čerpadel je však mnohem rovnoměrnější a navíc vyšší hodnoty průtoku se dají realizovat jen lopatkovými, především axiálními čerpadly.

Podle proudění kapaliny a meridiální složky výstupní rychlosti se tyto čerpadla rozdělují na:

- 1) **Odstředivá** (centrifugální), tzn. Lopatková čerpadla, dopravující kapalinu točivým pohybem činné části rotoru, kterým je oběžné kolo.
 - a) **Radiální**, kdy kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně (rovnoběžně s osou) a vystupuje z oběžného kola radiálně (kolmo k ose otáčení).
 - b) **Diagonální** (šroubová), kdy kapalina vstupuje do oběžného kola axiálně a vystupuje diagonálně (šikmo k ose otáčení).
- 2) **Axiální** (vrtulová), tzn. Lopatková čerpadla, kdy kapalina vstupuje do oběžného kola a vystupuje z něj axiálně.
- 3) **Obvodová** (vířivá), kdy kapalina vstupuje do oběžného kola a vystupuje z oběžného kola většinou jen na části jeho obvodu.
- 4) **Labyrintová**, kdy kapalina vstupuje a vystupuje ve směru mezery mezi rotorem a statorem, v nichž ve spirálových drážkách (labyrintech) se zvyšuje tlak.
- 5) **Kombinovaná**, zn. kombinaci čerpadel stejného nebo různého konstrukčního provedení, zapojených za sebou (sériově) nebo vedle sebe (paralelně).

Podle konstrukce statoru :

- 1) **Se spirální skříní** jednoduchou nebo dvojitou
- 2) **S kruhovou skříní** jednoduchou nebo dvojitou
 - a) s rozváděcím kolem a s převaděčem lopatkovým nebo kanálovým
 - b) s převaděčem lopatkovým nebo kanálovým (bez rozváděcího kola)
- 3) **Čláňková** (ve variantách jako u čerpadel s kruhovou skříní)

Podle konstrukce činné části rotoru oběžného kola :

- 1) **Jednokanálové** nebo **vícekanálové** oběžné kola
- 2) **Jednolopátkové** nebo **vícelpatkové** oběžné kola
 - a) zavřené, polootevřené, otevřené
 - b) s rovnými, s rovinně zakřivenými nebo s prostorově zakřivenými lopatkami
 - c) s pevnými, s nastavitelnými (za klidu) nebo s natáčivými lopatkami (za chodu)
 - d) paprskovým, otevřeným oběžným kolem; vírovým; obvodově drážkovaným; labyrintovým
 - e) s jednostranným nebo oboustranným vstupem

2.2.2 Charakteristika hydrodynamického čerpadla

Charakteristiky určitého typu čerpadla (obr. 2.1) dané rychloběžností, vyjadřují závislosti hlavních energetických parametrů [$Y(\text{J/kg})$; $\eta(\%)$; $\Delta Y(\text{J/kg})$; $P(\text{W})$] na dopravním množství [$Q(\text{m}^3/\text{s})$] při konstantních otáčkách ($n=\text{konst}$). Uvedené dílčí charakteristiky se zpracovávají na základě experimentálního měření na zkušebním okruhu, jehož součástí je měřené čerpadlo jako prototyp nebo model. Jedná se o následující charakteristiky:

- | | |
|-----------------------|----------------------------------|
| (a) měrná energie | $Y=f(Q)$ při $n=\text{konst}$ |
| (b) účinnost čerpadla | $\eta=f(Q)$ při $n=\text{konst}$ |

(c) výkon na hřídeli čerpadla

$$P=f(Q) \text{ při } n=\text{konst}$$

(d) kavitační deprese

$$\Delta Y=f(Q) \text{ při } n=\text{konst}$$

Charakteristika (a) je nezbytným podkladem pro určení *provozního bodu* (Y_N, Q_N), pro přečerpávání kapaliny zvoleným typem čerpadla. Vlastní provozní (návrhový) bod „N“ je dán průsečíkem závislosti $[Y(Q)]$ a charakteristiky potrubí $[Y_Z(Q)]$, která je vynášena z bodu „G“ ($Y_g; Q=0$). Proto musíme vypočítat hydraulické ztráty daného systému, vyjádřené výslednou ztrátovou konstantou K_Z ($1/m^4$), resp. stanovit závislost:

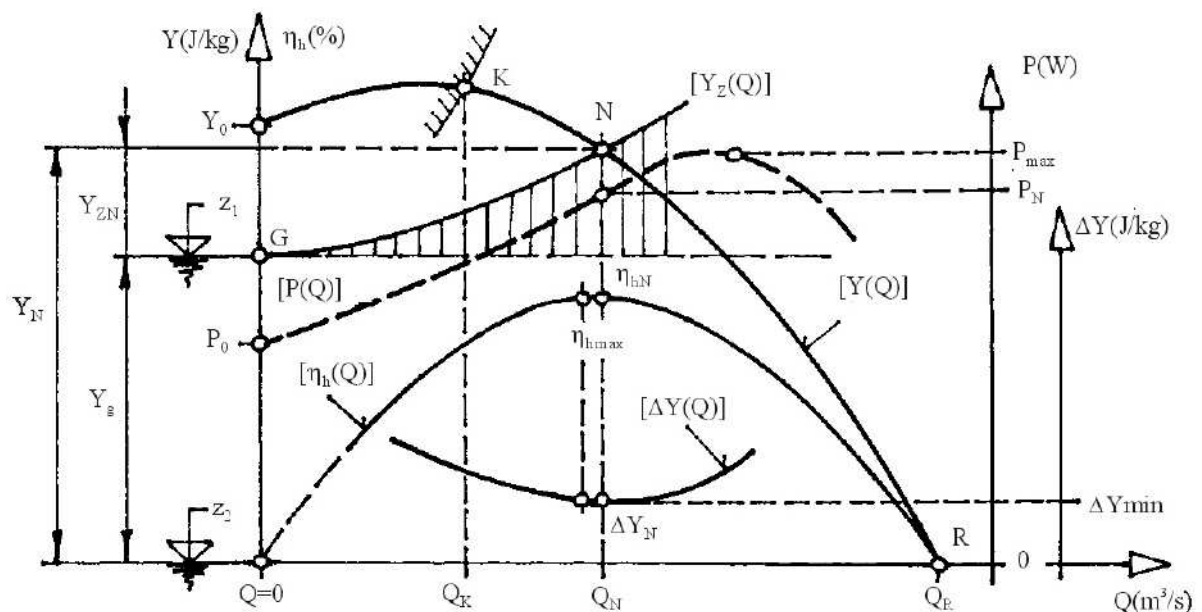
(e) charakteristika potrubí

$$Y_Z = f(Q) = K_Z \cdot Q^2$$

Charakteristika (b) slouží k určení účinnosti čerpadla v provozním bodu (η_N).

Charakteristika (c) rozhoduje mimo jiné o způsobu spouštění čerpadla do provozu.

Kavitační charakteristika (d) a hodnota kavitační deprese provozního bodu (ΔY_N) rozhoduje o výškové instalaci čerpadla vzhledem k hladině v dolní nádrži a umožňuje určit hodnotu *sací měrné energie* čerpadla Y_S (J/kg) nebo hodnotu sací výšky H (m).

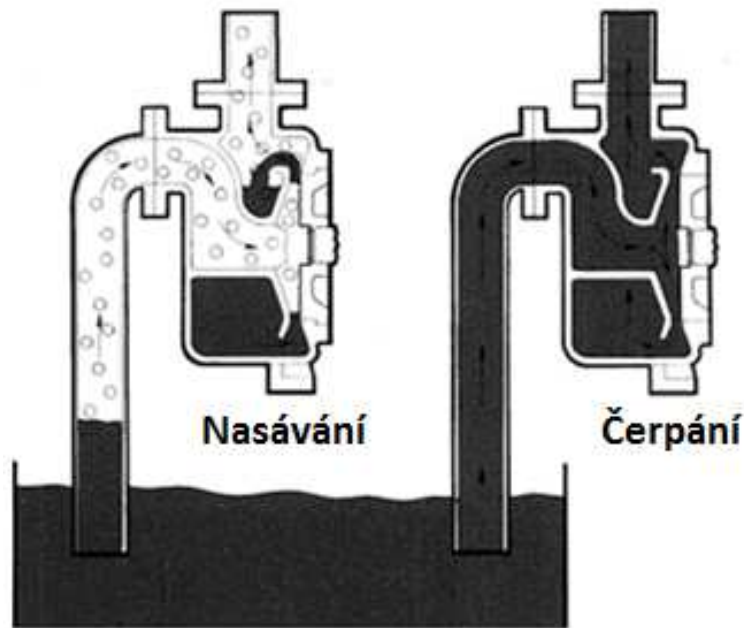


Obr. 2.1 Charakteristika radiálního odstředivého čerpadla

2.2.3 Činnost samonasávacích čerpadlech

Na rozdíl od klasických se samonasávací hydrodynamická čerpadla liší dvěma režimy čerpání (obr 2.2):

- 1) Samonasávacím
- 2) Čerpadlovým



obr 2.2 Režimy čerpání

V samonasávacím režimu kapalina recirkuluje z výtlačného prostoru do oběžného kola, kde se smísí se vzduchem, který je odsávaný ze sacího potrubí. Směs recirkulační kapaliny a vzduchu je spirálou vedená do výtlačného prostoru, kde se vlivem náhlého poklesu tlaku vzduch uvolní a odchází výtlačkem čerpadla. V nasávacím potrubí vznikne podtlak, který umožní atmosférickému tlaku působícímu na spodní hladinu čerpané kapaliny ji vytlačit až k oběžnému kolu. Tento režim je charakteristický nulovým průtokem a velkými dynamickými změnami probíhajícími v tělese čerpadla. Čas, za který čerpaná kapalina dosáhne oběžného kola se nazývá čas náběhu a je nejdůležitějším parametrem samonasávacího režimu.

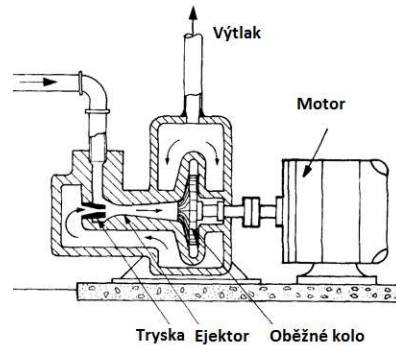
3. SAMONASÁVACÍ ČERPADLA

3.1 Rozdělení samonasávacích čerpadel

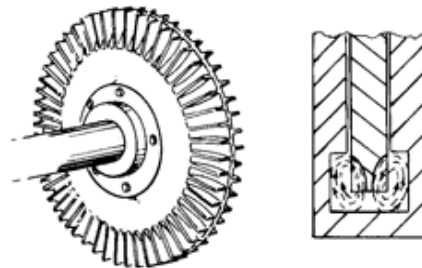
K rozdělení samonasávacích čerpadel můžeme přistupovat stejně jako klasických hydrodynamických čerpadel. Konstrukcí samonasávacích používaných v praxi je celá řada. Liší se v zásadě způsobem, jakým je vyvozován podtlak v sacím potrubí.

Samonasávací hydrodynamická čerpadla

S ejektorem na vstupu



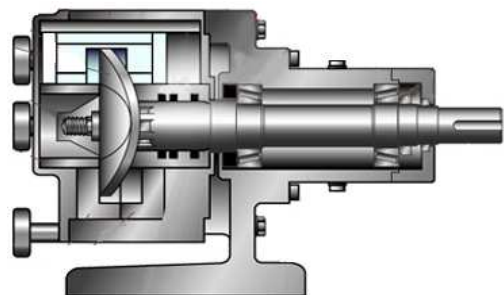
S vířivým účinkem



S recirkulací v tělese čerpadla

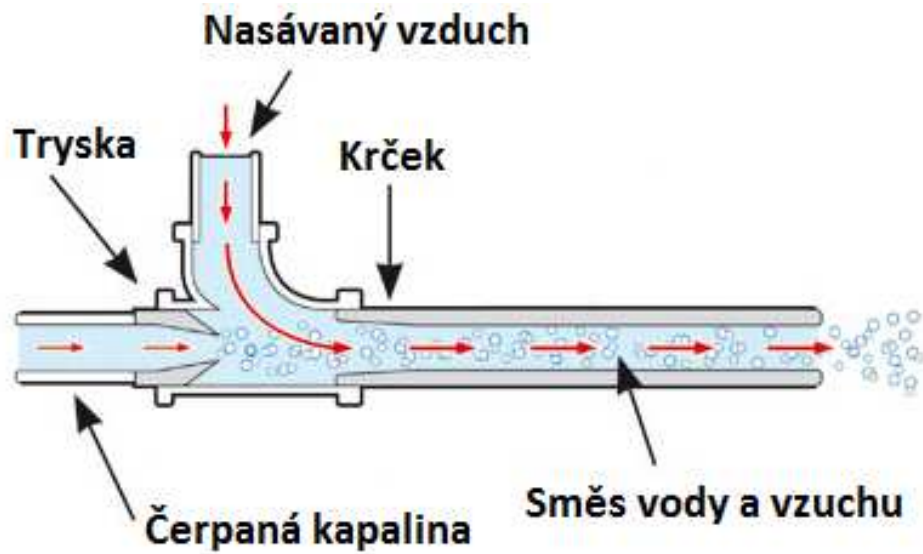


Sinusová čerpadla



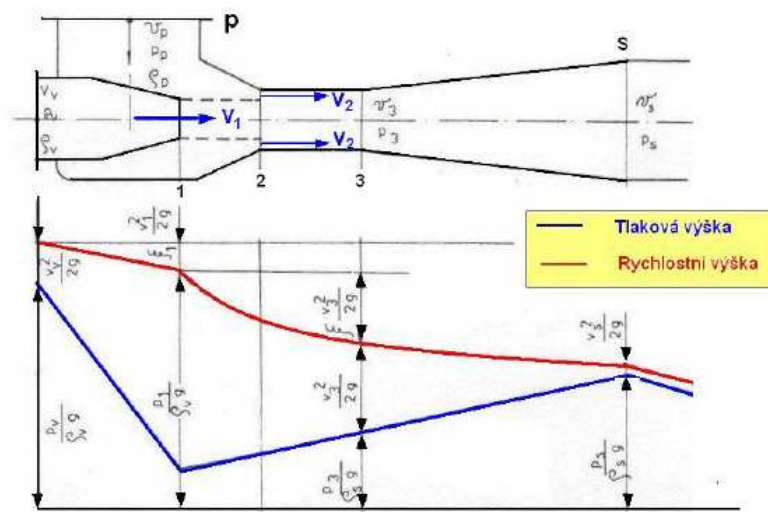
3.2 S ejektorem na vstupu

Tato koncepce je konstrukčně jednoduchá a bez větších nároků na údržbu dosahuje vysoké životnosti. Princip je založen na schopnostech ejektoru (obr. 3.1), jenž je předřazen nasávacímu otvoru v čerpadle. Vlivem zúžení průřezu v místě trysky se zvýší rychlost kapaliny, klesne tlak a vytvoří se podtlak potřebný pro nasání vzduchu. Zároveň recirkulační kapalina, která je použita na vytvoření hydrosměsi s plynem je přiváděna z výtlačného potrubí odkud se může znovu vrátit do ejektoru.



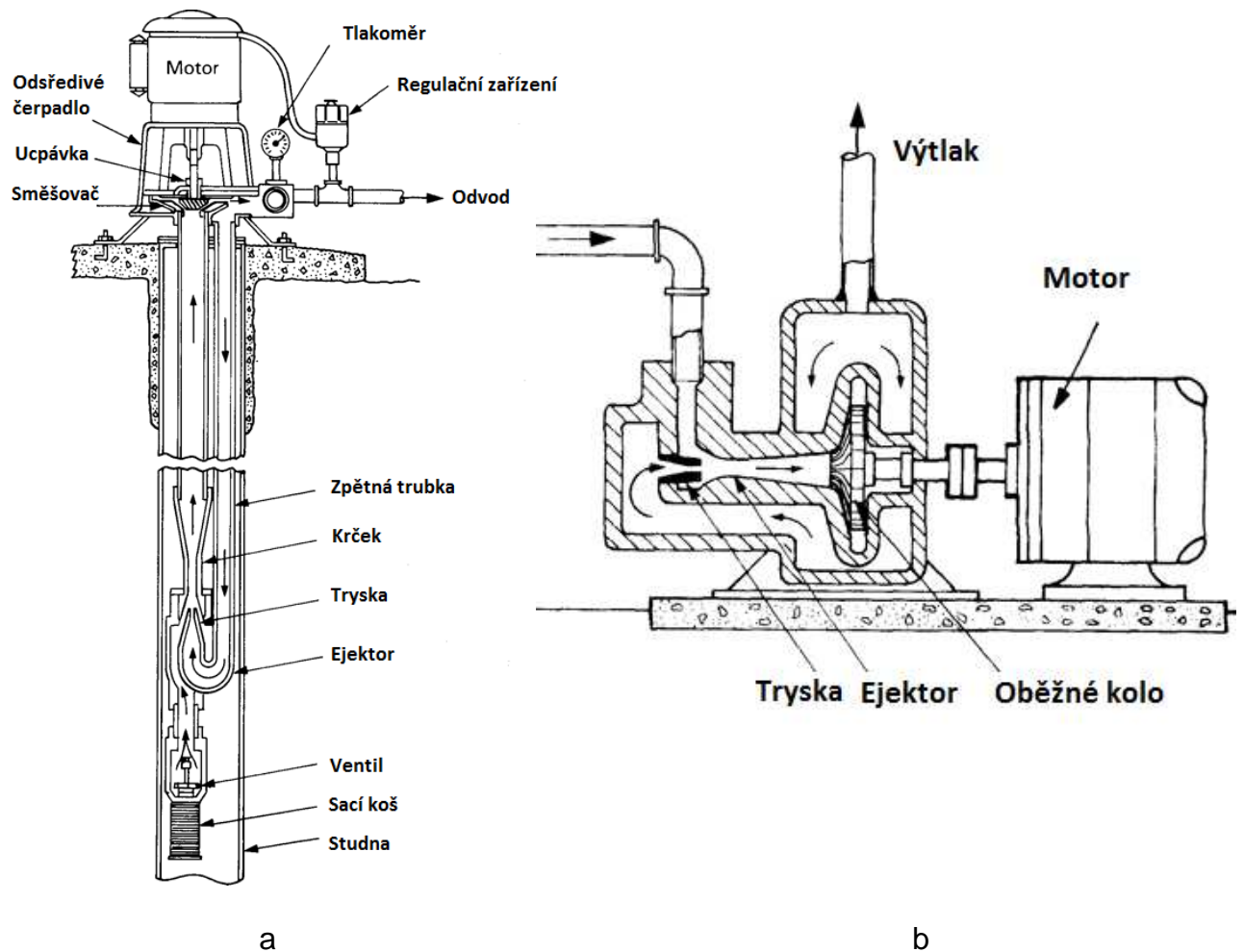
obr. 3.1 Ejektor

Samonasávací čerpadla tohoto typu se vyznačují nízkou účinností (dosahují zhruba 20%) způsobenou především geometrickými ztrátami a odvodem čerpané kapaliny na sání (obr 3.2). Toto řešení je vhodné pro malé průtoky a není tak citlivé na průchod pevných částic.



obr. 3.2 Ztráty ejektoru

Konstrukční provedení se liší podle potřeby použití. Mohou být radiální i axiální V zásadě se používají dvojí typy. S ejektorem v předřazeném potrubí - pro čerpání z vrtů a studní (obr 3.3a). A v kompaktním provedení (obr 3.3b) - pro použití v provozech, kde vyžadujeme malý zastavěný prostor.

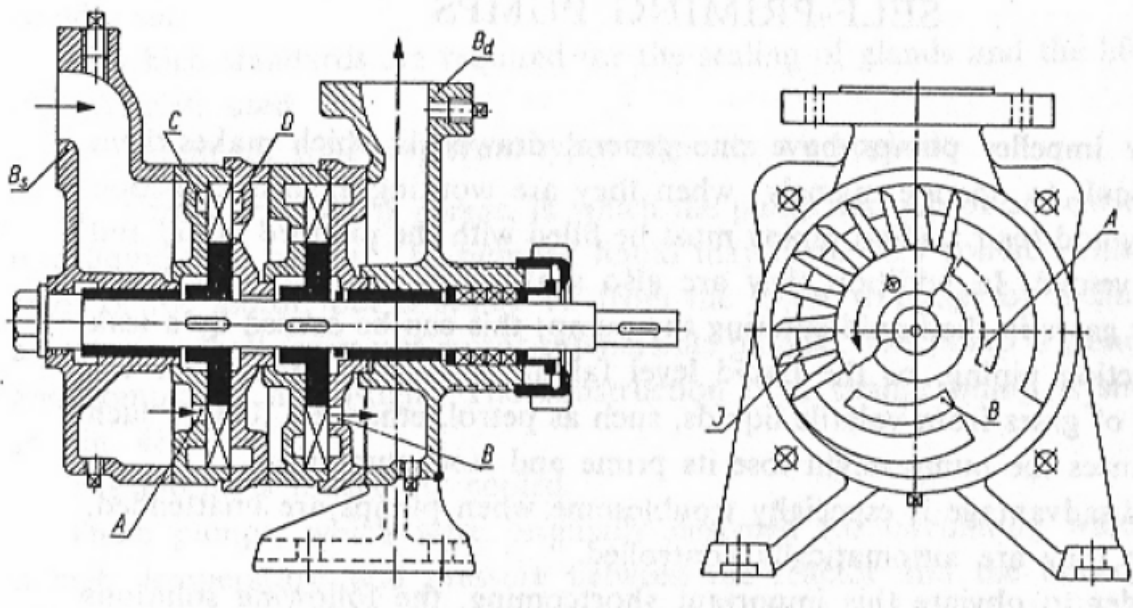


Obr. 3.3 Ejektorová čerpadla

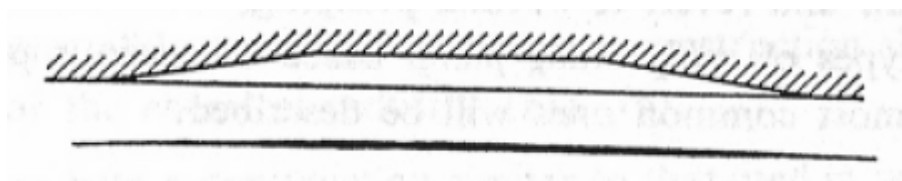
Ejektorová čerpadla musí být před svým spuštěním zalita vodou, jinak ztrácí čerpadlo samonasávací schopnost vlivem nedostatku kapaliny pro hydrosměs a hrozí poškození čerpadla.

3.3 S vířivým účinkem

Mezi nejběžnější patří obvodová samonasávací čerpadla (obr 3.4). Výrobním orgánem vířivých čerpadel jsou pracovní kola **J** (s radiálními nebo šikmými lopatkami). Kolo se otáčí v cylindrickém tělese s malou čelní vůlí. Sací otvor **A** je umístěn na sací straně u náboje kola. Výtlačný otvor **B** je na opačné straně. Kromě těchto otvorů jsou zde jeden nebo dva symetrické obvodové kanály nebo drážky **C** a **D** s úhlem okolo 330° (obr 3.5). Předtím než je čerpadlo poprvé spuštěno musí být naplněno kapalinou.



Obr. 3.4 Obvodová samonasávací čerpadlo



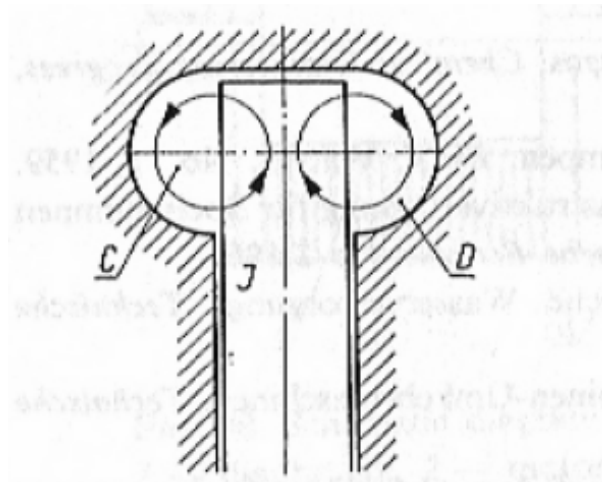
Obr. 3.5 Obvodový kanál

Otočení kola pak probíhá v době kdy je sací potrubí stále plné vzduchu. Jak se oběžné kolo otáčí, je kapalina vhozena dovnitř do bočních kanálů a kolem náboje kola se zformuje volný prostor, do kterého, je vtažen vzduch ze sacího potrubí. Jak oběžné kolo pokračuje v otáčení dochází k postupnému zúžení vzniklého volného prostoru až se tento prostor ztratí úplně a kapalina se vrátí zpět do prostoru mezi lopatkami, a tak vyžene nasátý vzduch ven přes výstupní (výtlačný) otvor.

Tento sled je opakován pro každé následující otočení oběžného kola.

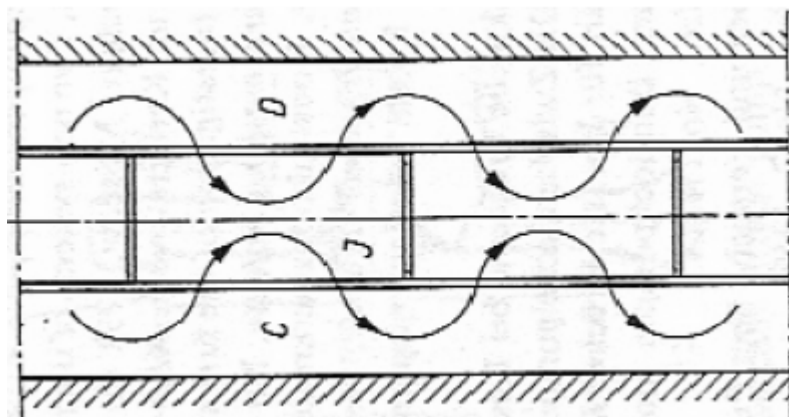
Kapalina rotující s oběžným kolem vytváří těsnění mezi sacím a výtlačným prostorem. Poté co byl ze sacího potrubí a sací komory vytlačen všechen vzduch, čerpadlo nasaje kapalinu a vytlačí ji přes výtlačné hrdlo.

Zatímco proud přitékající do prostoru oběžného kola má přibližně konstantní úhlovou rychlost, proud v bočních kanálech podléhá zákonu zachování momentu hybnosti. A tím se vytváří rozdíl mezi tlakem v bočních kanálech a hranou lopatky což je příčinou vzniku silného druhého pohybu kapaliny, jak je znázorněno na obr 3.6



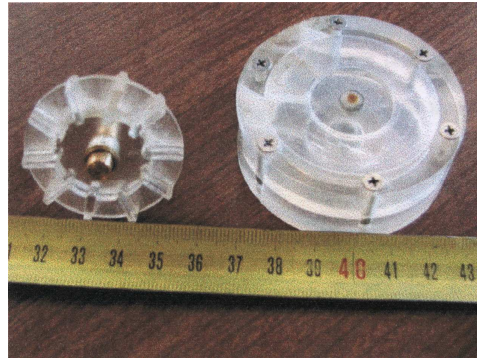
Obr. 3.6 Boční kanál

K tomuto pohybu je připojený obvodový pohyb, způsobený tlakem lopatek na kapalinu, který urychlí pohyb kapaliny přes celou radiální šířku kanálu. Kruhový pohyb na hranici oběžného kola spěje k nepřetržitému přenosu přebytečné energie, z částic kapaliny opouštějící oběžné kolo, na částice kapaliny v bočních kanálech obr 3.7. Tento efekt je zvýšen kvůli malým otřesům na vstupu do bočních kanálů.



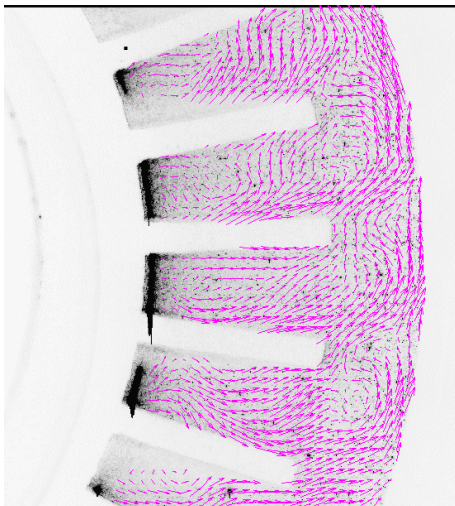
Obr. 3.7 Obvodový pohyb

Již dříve bylo zjištěno, že se zvyšujícím se množstvím lopatek roste i měrná energie a tento nárůst je velmi citlivý na šířku spáry mezi rotorem a statorem. Za účelem potvrdit nebo vyvrátit skutečný vznik víru v jednotlivých komůrkách byl na Stavební fakultě VUT v Brně Ing. Zubíkem Ph.D. proveden experiment pomocí PIV metody na vířivém čerpadle (obr. 3.8).

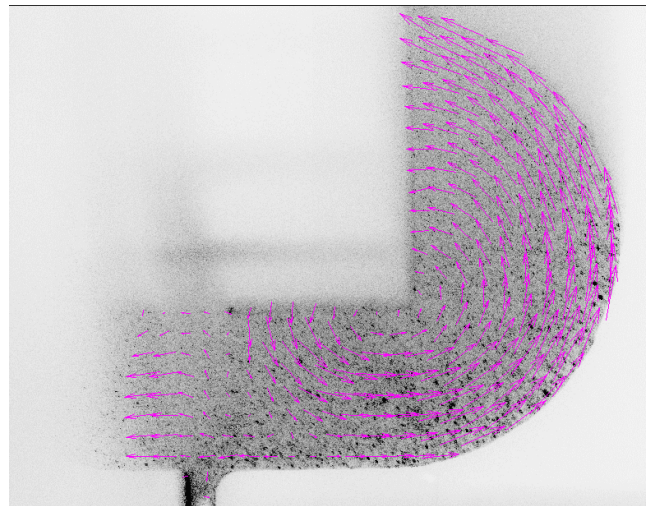


Obr. 3.8 Model vířivého čerpadla

Z kvalitativních srovnání výpočtů a experimentů bylo vyvozeno, že proces vzniku bočního víru tak jak byl popsán výše je pravdivý. Výsledky je možno vidět na obr. 3.9 kde je vír jasně zřetelný jak z čelního pohledu (obr. 3.9a), tak i v komůrce bočního kanálu (obr. 3.9b).



a



b

Obr. 3.9 Rychlostní pole ve vířivém čerpadle

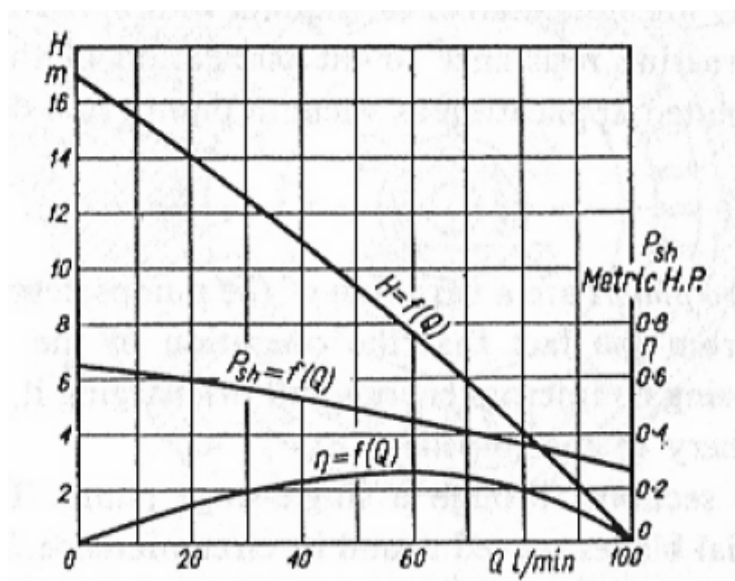
Celkový energetický přírůstek kapaliny proudící přes čerpadlo je vytvářen střídáním rázů mezi kapalinou, v prostoru oběžného kola, a kapalinou v bočních kanálech.

Přírůstek energie je tak velký že celková dopravní výška pro tento typ čerpadel, je 2,5x větší než dopravní výška u obyčejných čerpadel s oběžným kolem, mající stejné parametry, tj. stejný počet lopatek z a stejně velká obvodová složka u_2 .

Na (obr 3.10) jsou znázorněny charakteristické křivky pro tento typ čerpadla. Křivka $H=f(Q)$ je stabilní a strmě klesá.

Poměr $(H_0 / H)_{\eta_{\max}} = 1,73$.

Přiváděný výkon dosáhne maxima v okamžiku kdy je průtok nulový ($Q=0$).



Obr. 3.10 Charakteristika čerpadla s vířivým účinkem

Čerpadla s právě popsanou konstrukcí jsou vyráběna jako jednostupňová nebo vícestupňová s průtokem až $Q_{\max} \approx 36 \text{ m}^3/\text{h}$. Jejich efektivita (účinnost) je nízká a činí 20÷25%. To je způsobeno energetickými ztrátami způsobenými těmito faktory:

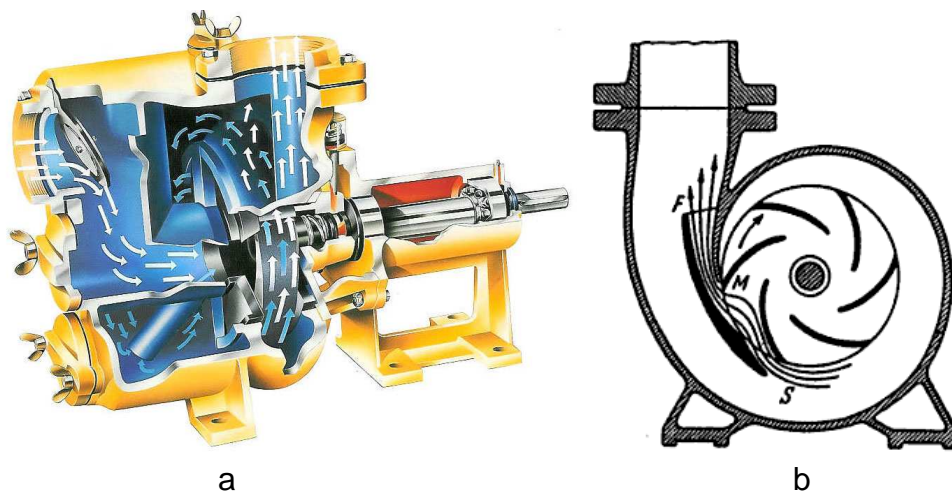
- 1) cirkulaci kapaliny na hranici oběžného kola a v bočních kanálech.
- 2) otřesy jak kapalina opouští vstupní prostor a vstupuje na lopatky a jak kapalina opouští oběžné kolo a vstupuje do výtlačného prostoru.
- 3) průtok kapaliny přes oběžné kolo do výtlačného prostoru je v opačném směru proti odstředivé síle.
- 4) ztráty netěsností

3.4 S recirkulací v tělese čerpadla

Samonasávací čerpadla tohoto typu se používají v praxi především pro jejich schopnost čerpat kaly a znečištěné kapaliny. Jsou vhodná pro větší průtoky, mají vyšší účinnost a zároveň menší výtlačnou výšku.

Provedení těchto čerpadel dělíme z pravidla na dva základní principy a to:

- a) S recirkulací kapaliny z výtlačky zpět na sání – obr 3.11a
- b) S recirkulací na výstupu z oběžného kola – obr 3.11b

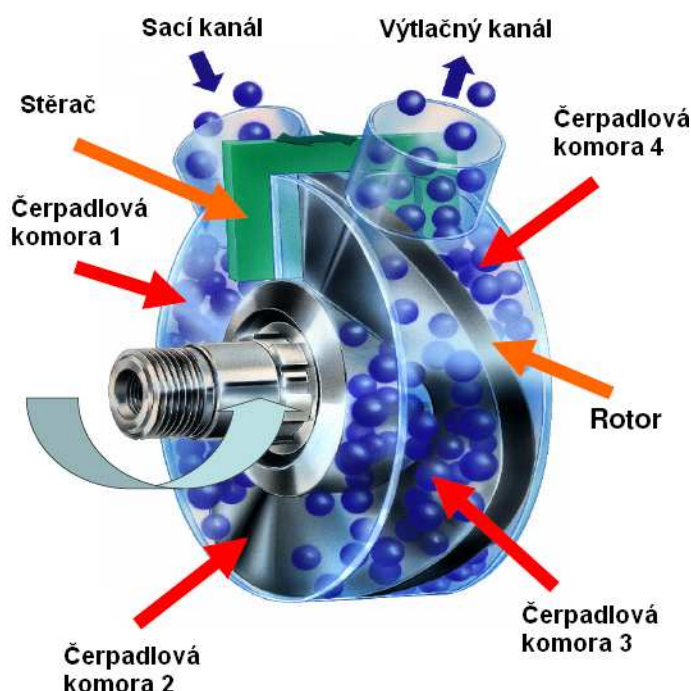


Obr. 3.11 Čerpadla s recirkulací v tělese

Čerpadlo s recirkulací z výtlaku na sání se konstrukčně vyznačuje tím, že obsahuje kapalinový zásobník připojený k výtlaku. Před prvním spuštěním se naplní kapalinou. Tento zásobník je také připojený k sacímu potrubí čerpadla a tak po jeho spuštění nasává čerpadlo směs kapaliny ze zásobníku s určitým množstvím vzduchu přisávaného ze sacího potrubí. Tato směs je vytlačována přes zásobník, kde se složky opět oddělí a vzduch jde primárně do výtlaku, kdežto voda se vrací přes recirkulační systém zpět do sání čerpadla. Tento proces se opakuje do doby, kdy se ze sacího potrubí odčerpá všechno vzduch, vzniklý podtlak přetlačí kapalinu až k oběžnému kolu a čerpadlo najede do klasického čerpacího režimu.

Čerpadlo s recirkulací na výstupu z oběžného kola je v základní koncepci navrženo tak, aby vložený prvek vyvolával změnu v proudovém procesu a zajistil tak podtlak potřebný pro nasátí kapaliny do prostoru oběžného kola. Děje se tak povětšinou vložením žebra či spirálového tělesa.

3.5 Sinusová čerpadla



Obr. 3.12 Sinusové čerpadlo EcoSine

Z obrázku je vidět, že hlavní těleso má tvar válce. Těleso na svém plášti obsahuje sací a výtlačný kanál mezikruhového průřezu. Uvnitř je vsazen rotor s na sobě rozvinutou sinusoidou. Tato sinusoida představuje hlavní ideu tohoto čerpadla. Rotor je spojen s hřídelí, díky níž je do čerpadla přiváděna potřebná energie od motoru.

Princip čerpadla je následující. Sinusoida rozděluje vnitřní část čerpadla na čtyři čerpadlové komory. Dvě komory zde pracují jako unášeče kapaliny. Odvádí médium od sacího kanálu a přivádí ho k výtlačnému kanálu. Na obrázku jsou označeny jako čerpadlová komora 2 a 3. Další dvě komory jsou rozděleny stěračem. Tento prvek je unášen otáčejícím se rotorem po sinusoidě. Rozděluje tu část, kde je kapalina vytlačována a nasávána. Na straně, kde je výtlačný kanál tvoří překážku a nutí tak kapalinu odtékat tímto kanálem pryč. Naopak na druhé straně tohoto prvku je vytvářen podtlak, který přisává kapalinu do čerpadla. Podtlak tam je vytvořen díky stěrači, jež přehradí tok média. Vzniklý volný prostor se pak musí zaplnit nově přichozícím čerpaným médiem.

Výhodami tohoto řešení jsou beze sporu jednoduchá konstrukce, snadná údržba, možnost opačného chodu a jeho plynulost bez vibrací a pulzací.

Použití sinusových čerpadel je především v oblasti výroby nápojů, hotových jídel, v mlékárnách, čokoládovnách, v oblasti farmacie a kosmetiky, při výrobě jemné chemie a při výrobě barev. Jsou schopny dopravovat bez mechanického poškození média s kusovitými přísadami, média citlivá na poškození střížným namáháním. Dále média s viskozitou až na hranici tekutosti.

Jediným distributorem je firma Hennlich – HYDRO-TECH.

4. Rozbor proudění v samonasávacích čerpadlech

4.1 Analýza proudění v samonasávacím režimu

Proudění v samonasávacím režimu čerpadla je ze zásady vícefázové, zpravidla pak dvou. Jedná se velmi často o směs vody, která byla v čerpadle již před jeho spuštěním a vzduchu nasávaného ze sacího potrubí. Jedná se o vysoko turbulentní proudění, jenž lze matematicky jen velmi těžko popsat a proto se výzkum směřuje povětšinou na experimentální získávání parametrů směsi a jejího proudění z měření parametrů zkoumané geometrie čerpadla. Z tohoto důvodu bychom se nejdříve měli seznámit se základní teorií vícefázového proudění.

4.2 Základy vícefázového proudění

Vícefázové proudění nastává ve více případech, než by se na první pohled zdálo. Jedná se o každou situaci kdy je v proudovém procesu zúčastněných více než jedna fáze téhož skupenství nebo více rozdílných skupenství. Mohou to být například:

- Kapalina a plyn (pára)
- Kapalina a pevná látka
- Pára a pevná látka
- Více kapalných fází, které nejsou promíchatelné

S těmito i mnohými jinými se můžeme setkat v běžné praxi, nejběžněji pak s prouděním vody a plynu (páry). Mechanika tekutin povětšinou s takovýmto rozložením nepočítá neboť je tento jev pro řešení klasických tekutinových úloh zanedbatelný. Jeho řešením se zabývá odborná literatura a to tak, že jej považuje za adiabatické proudění a vytváří modely na závislostech hmotnostní průtok fáze, rychlost fáze, objemový zlomek fáze. Největší překážky jsou pak způsobeny předpovědí relativní koncentrace směsi. Na základě těchto znalostí můžeme říci, že vícefázové proudění se od jednofázového liší především těmito vlastnostmi:

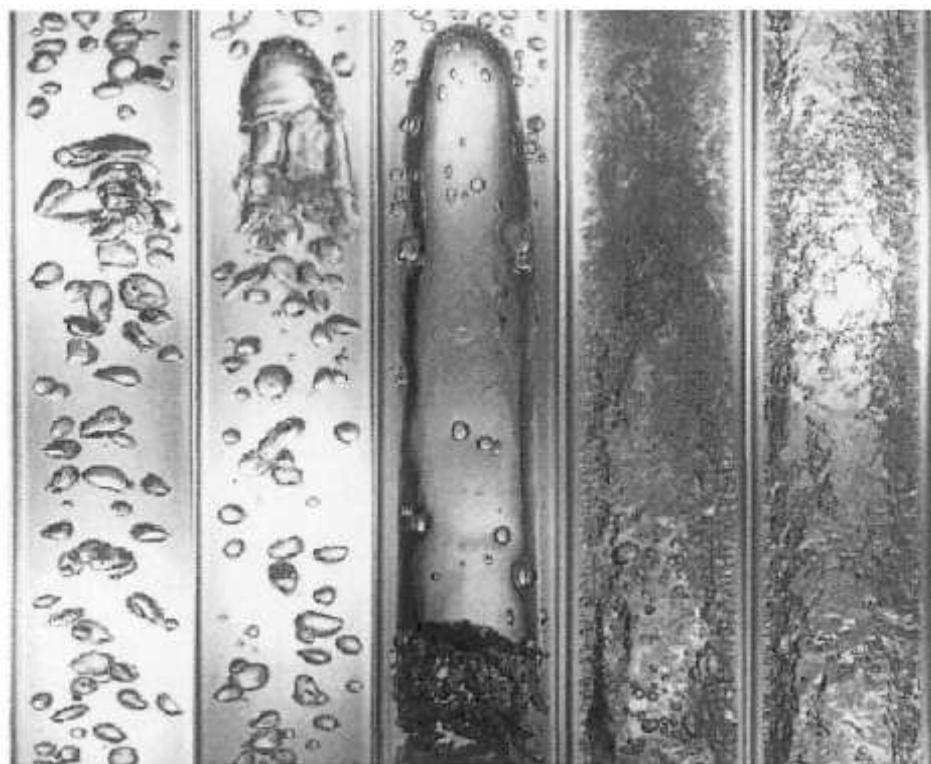
- Relativní koncentrace jednotlivých fází je obvykle velmi důležitým závislým parametrem
- Prostorové rozložení jednotlivých fází má silný vliv na tvorbu proudu
- Z důvodu rozdílných hustot fází je vliv gravitačních sil podstatně větší než u jednofázového proudění

Na analýzu vícefázového proudění se používají zpravidla dva přístupy. Jednodušší z nich využívá homogenní matematický model za předpokladu, že jsou rychlosti v každém bodě směsi stejné a nedochází tak ke smýkání jednotlivých fází a tím k mezifázovému přenosu hybnosti mezi nimi. Druhý tuto možnost připouští a je rozšířen o rovnice zachování hmotnosti a hybnosti pro jednotlivé fáze zvlášť.

4.3 Dvofázové proudění voda – vzduch

Jak již bylo zmíněno proudění voda vzduch je nejčastějším případem dvofázového proudění. Jeho specifickou vlastností je vytváření proudových obrazců, které můžeme kvalifikovat a zařadit do tzv. proudových režimů. Proudové režimy se mění se směrem proudění relativně ke gravitačnímu zrychlení.

Při konstantním průtoku kapalně fáze a při nižších průtocích plynné fáze má tato tendenci se rozdělit na malé bublinky (obr. 4.3 a). Při zvyšování průtoku plynné fáze se bublinky začnou shlukovat (obr 4.3 b). Další zvyšování má za následek oddělení fází do prstencového obrazce (obr 4.3 c), kde je kapalina soustředěná u stěny kanálu vlivem většího koeficientu tření a plynná fáze proudí středem. Při velkých průtocích plynné fáze začne převyšovat efekt ulpívání kapaliny na stěně kanálu a výrazně se sníží rychlost kapaliny vlivem mezní vrstvy (obr.4.3 d), může nastat i situace, kdy se tok kapaliny obrátí vlivem působení gravitačních sil (obr 4.3 e). Zvýšíme-li ještě průtok plynné fáze, dostaneme se do mlžného režimu proudění, kdy je kapalina strhávána a vytvoří se malé kapky unášené proudem plynné fáze.



a

b

c

d

e

Obr. 4.3 Základní proudové obrazce dvofázového proudění voda vzduch

Grafy proudových obrazců se využívají na jednoduché určení dvoufázového proudění (Obr 4.0 a 4.1). Liší se však vždy pro jednotlivé geometrie a sklony kanálu. Parametry použité pro souřadnice vertikálního kruhového kanálu podle Oshimowo a Charlese jsou definované následovně:

$$\bar{X} = \frac{Fr}{\left(\frac{\mu_k}{\mu_{vz}}\right)^{1/2} \left[\left(\frac{\rho_k}{\rho_{vz}}\right) \left(\frac{\sigma}{\sigma_{str}}\right)^3 \right]^{1/8}} \quad 4.31$$

Kde:

ρ_{vz} , ρ_k , μ_{vz} , μ_k , jsou průměrné hodnoty k – kapaliny, vz - vzduchu v daném objemu, σ je povrchové napětí a σ_{str} střední povrchové napětí při vrstveném proudění.

$$Fr = \text{Freudovo.číslo} = \frac{[V_{obsvz} + V_{obsk}]^2}{gd} = \frac{[\alpha V_{vz} + (1-\alpha)V_k]^2}{gd} \quad 4.32$$

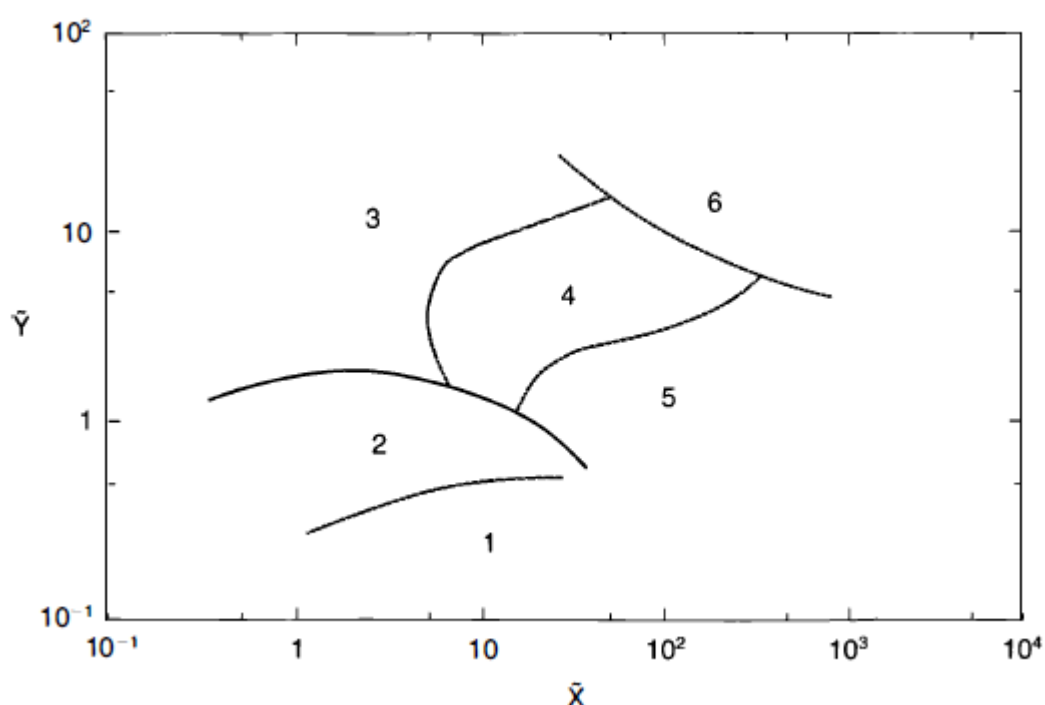
v_{vz} a v_k jsou rychlosti vzduchu a kapaliny. α je obsah vzduchu ve směsi. g je gravitační zrychlení a d charakteristický rozměr.

$$\bar{Y} = \left(\frac{\beta}{1-\beta} \right)^{1/2} \quad 4.33$$

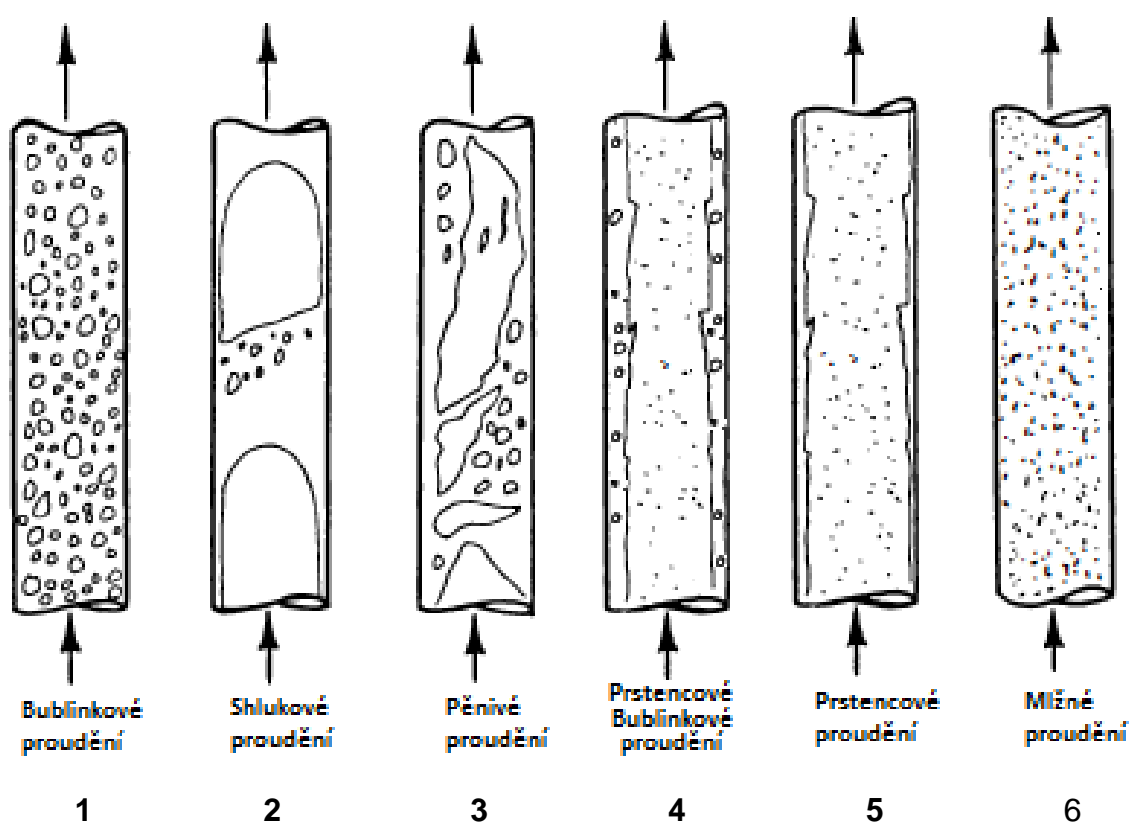
$$\beta = \text{Objemová.sytost.směsi} = \frac{Q_{vz}}{Q} = \left[1 + \left(\frac{1-X}{X} \right) \left(\frac{\rho_{vz}}{\rho_k} \right) \right]^{-1} \quad 4.34$$

Q_{vz} a Q jsou průtoky vzduchu a směsi v daném průřezu.

Povšimněme si, že z důvodu mnoha parametrů závisících na prostorovém rozložení obou fází je volba nejvhodnějších os pro grafy proudových obrazců komplikovaným problémem. Jiné definice založené na empirickém odvozování z prostorových parametrů můžeme najít v jiných literaturách např. Golan a Stenning (1969-1970), Martin (1973) a nebo Spedding a Nguyen (1980).



Obr.4.0 Dvofázové proudění ve vertikálním kruhovém kanále (Oshimowo a Charles, Copyright © 1974 Canadian Society of Chemical Engineers, Ottawa)



Obr.4.1 Dvofázové proudění ve vertikálním kruhovém kanále (Oshimowo a Charles, Copyright © 1974 Canadian Society of Chemical Engineers, Ottawa)

Jak už bylo zmíněno, určení proudového obrazce závisí vlivem gravitačních sil na tvaru a sklonu kanálu. Dvofázové proudění při konstantním průtoku obou fází se ve svislém kanále od vodorovného liší, neboť gravitační síly mají tendenci ve vodorovném kanále přitlačit kapalinový prstenec ke spodní stěně kanálu a vzniká tak vrstvené a vlnité proudění. Toto oddělování kapaliny lze překonat kinetickými silami při velkých průtocích a v tomto případě přechází proudění přes shlukové bublinkové zpět do prstencového. Souřadnice pro graf (obr. 4.3) $G_G \propto \Psi G_G / G_L$ jsou následující:

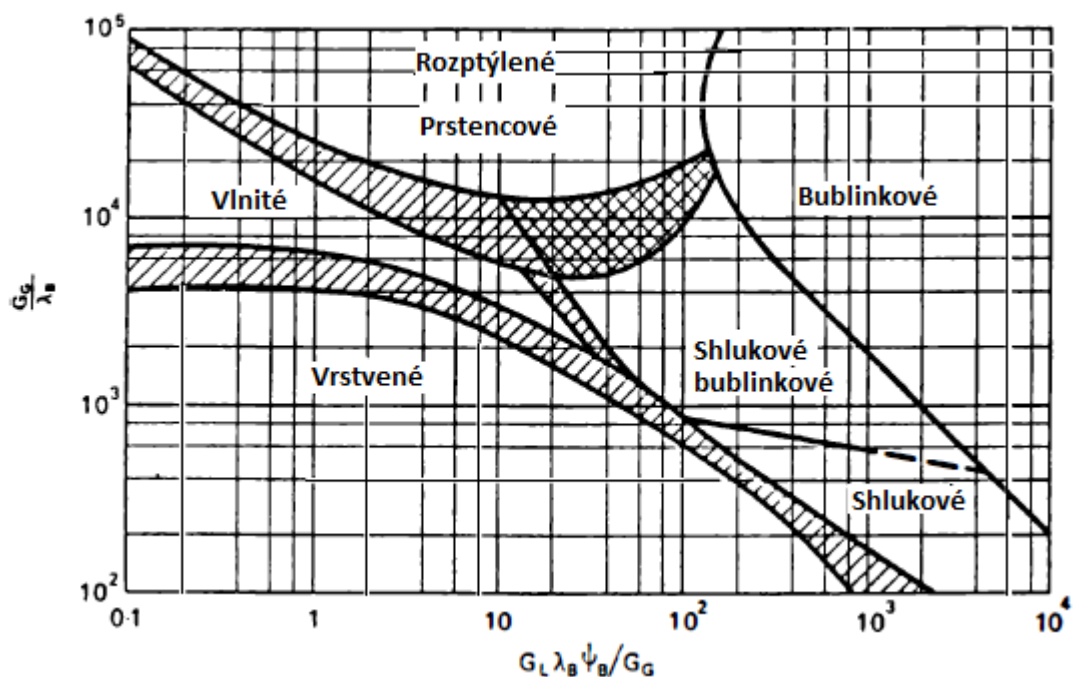
G_G a G_L jsou objemové toky G – vzduchu (páry) a L - kapaliny.

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_G}{\rho_{vz}} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} \right) \right]^{1/2} \quad (4.35)$$

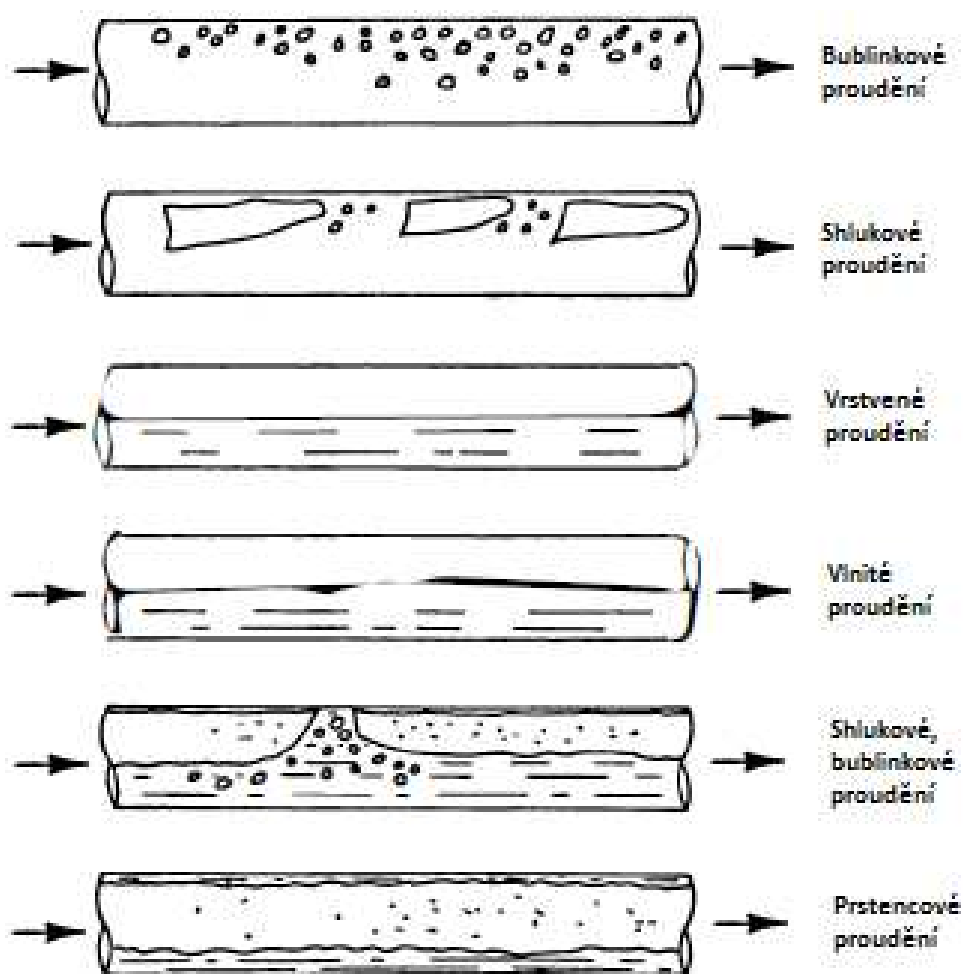
Kde ρ_G a ρ_L jsou průměrné hodnoty G - plynu a L - kapaliny v daném průřezu a ρ_v a ρ_{vz} jsou konstanty hustoty vody a vzduchu.

$$\Psi = \left(\frac{\sigma_G}{\sigma_L} \right) \left[\left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (4.36)$$

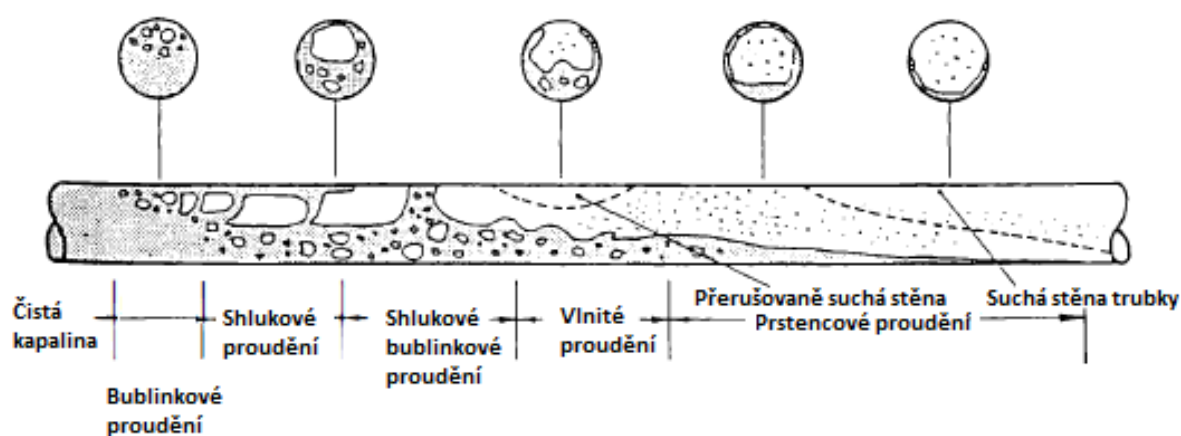
Kde jsou parametry průměrné hodnoty G – vzduchu, L – kapaliny v daném průřezu.



Obr.4.2 Dvofázové proudění v horizontálním kruhovém kanále (Oshimowo and Charles, Copyright © 1974 Canadian Society of Chemical Engineers, Ottawa)



Obr.4.3 Dvofázové proudění v horizontálním kruhovém kanále (Oshimowo and Charles, Copyright © 1974 Canadian Society of Chemical Engineers, Ottawa)



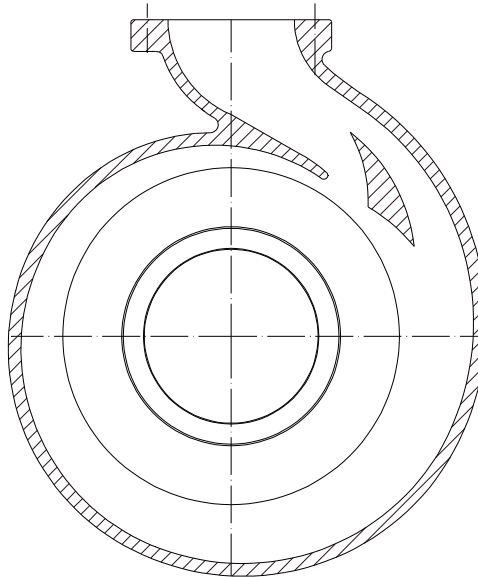
Obr.4.4 Dvofázové adiabatické proudění v horizontálním kruhovém kanálu (Becker, Copyright © 1971 by Studsvik AB, Nyköping, Sweden)

5. Konstrukční řešení

5.1 Předběžně navrhovaná řešení

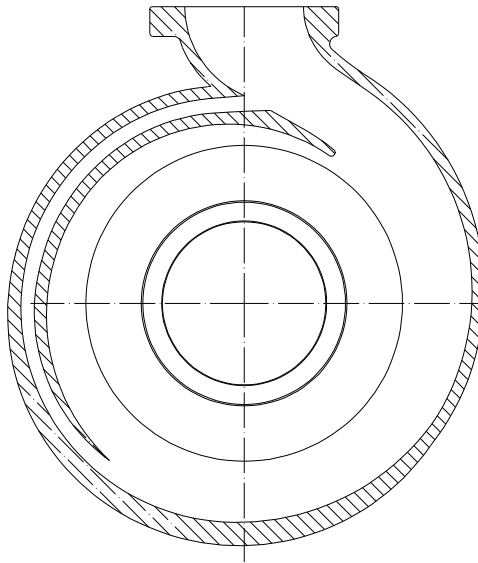
Z dostupných znalostí pro konstrukci čerpadel jsme na ústavu Fluidního inženýrství navrhovali varianty vhodné pro oba režimy čerpání, tzn. v režimu samonasávacím co nejvyšší nasávací schopnosti a v režimu stabilního čerpání co nejmenší hydraulické ztráty.

Prvním z principů, kterými jsme se zabývali, je žebro vložené do spirály u nosu čerpadla tak, aby se vyvážíly tlaková a rychlostní pole pod žebrem a pod nosem (Obr5.1). Tímto se budeme podrobně zabývat v další části.



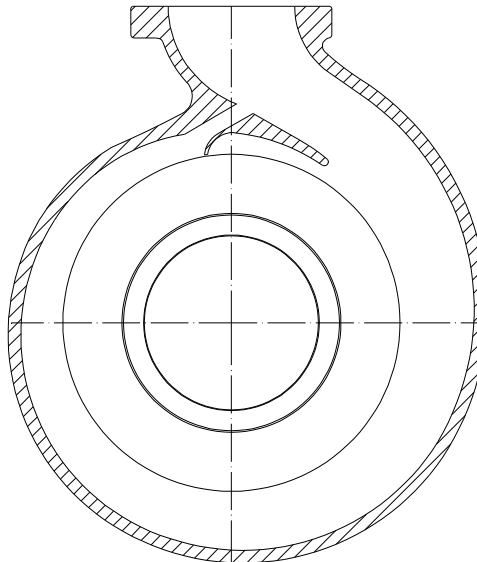
Obr. 5.1 Konstrukce čerpadla s vloženým žebrem

Druhým bylo na snadě řešení s dvojitou spirálou (obr. 5.2). Tato konstrukce je pro samonasávací režim založena pouze na rozdílu tlaků na výtlaku a u dna spirály. Při čerpání ze spirály poklesne tlak u spodního nosu a z výtlaku se vrací recirkulační kapalina zpět do prostoru pod kolo. Toto řešení však bude účinné pouze pro malé sací výšky, neboť rozdíl těchto tlaků není tak markantní. Naproti tomu se však bude čerpadlo chovat v čerpadlovém režimu klidně a díky vyrovnanému tlakovému poli se dá předpokládat, že kanálem již kapalina proudit nebude.



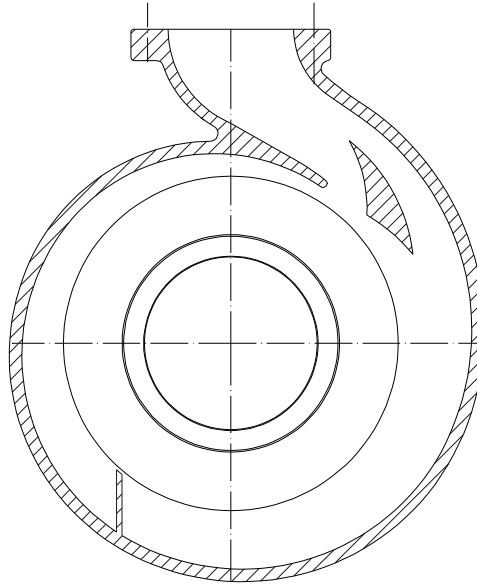
Obr. 5.2 Konstrukce čerpadla s dvojitou spirálou

Dalším navrhovaným řešením byla úprava skříně tak, aby se kromě sání z výtlaku zpět do prostoru k oběžnému kolu ještě kapalina vracela přímo do prostoru oběžného kola. Toto je zajištěno u konstrukce na obr. 5.3. V prostoru pod nosem vzniká při průchodu lopatky oblast vyššího tlaku, který způsobí vychýlení proudnic směrem do oběžného kola a tím dochází k intenzivnímu promíchání směsi plynu a kapaliny v samonasávacím režimu čímž se rapidně zvýší sací výška. Nevýhodou toho řešení je však čerpadlový režim, který bude snížen o ztráty vznikající v tomto prostoru.

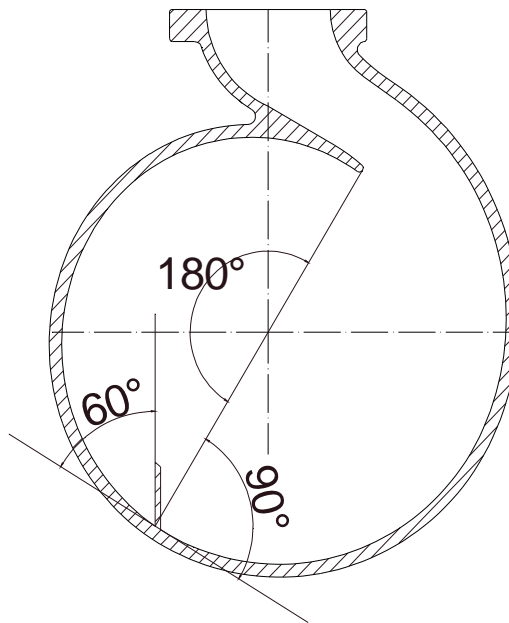


Obr. 5.3 Konstrukce čerpadla s vloženým žebrem

Vybranou konečnou úpravou byla konstrukce spirály s vloženým žebrem u nosu a s přepážkou vracející vodu do oběžného kola (Obr 5.4). Toto řešení jsme zvolili pro jeho extrémní samonasávací schopnosti, neboť dle výpočtů uvedených dále, lze předpokládat, že po úpravách rapidně stoupne nasávací výška. V čerpadlovém režimu ale bude naproti tomu ztrátové, což způsobuje jednak obtékání žebra a především pak zarážka, která brání plynulému odchodu čerpané kapaliny spirálou. Tato je konstruována pod úhlem 60° od tečny spirály a symetricky 180° od nosu (Obr 5.5)



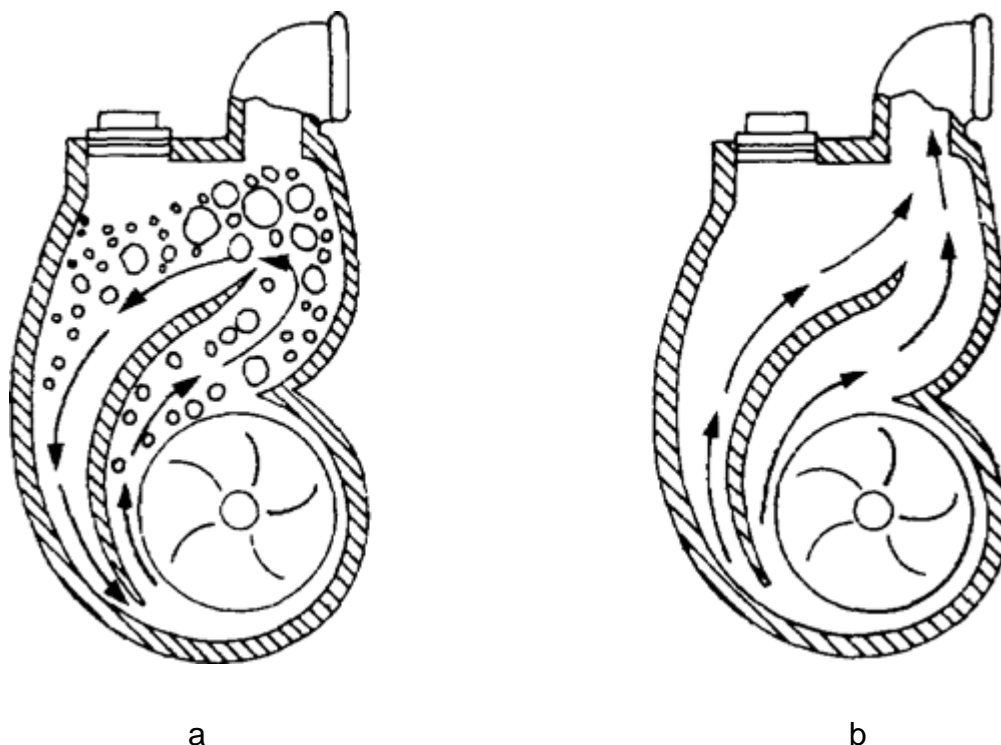
Obr. 5.4 Konstrukce čerpadla s vloženým žebrem a zarážkou



Obr. 5.5 Konstrukce zarážky

5.2 Analýza konstrukce vloženého žebra

Nejobvyklejší úpravou hydrodynamických čerpadel pro zvýšení jejich samonasávacích vlastností bývá vložením žebra do tělesa (obr 5.6). Je volena pro její jednoduchost, malé ztráty v čerpadlovém režimu a vysokou průchodnost pevných částic. Tato úprava se liší u jednotlivých typů čerpadel geometrií vloženého žebra a velikostí recirkulačního prostoru.



Obr.5.6 Hydrodynamické samonasávací čerpadlo s vloženým žebrem
a – samonasávací režim, b – čerpadlový režim

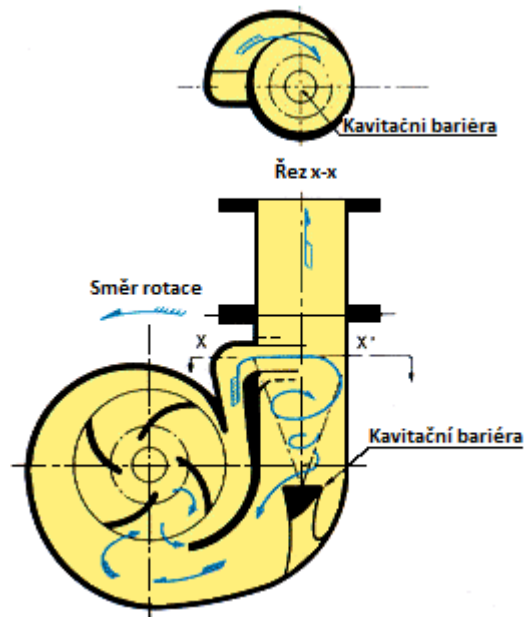
Tvar křivky žebra je u jednotlivých konstrukcí jiný, nicméně pro potřeby čerpadlového režimu by měl mít vlastnost co nejmenšího hydraulického odporu a snahu o vyrovnaní tlakového pole. Tuto podmínku splňuje křivka spirály a tak není divu, že se žebro konstruuje často jako druhá spirála. Nos žebra je v ideálním případě otočen symetricky k nosu spirály a vytváří tak rovnoměrnost rychlostního i tlakového pole.

Velikost recirkulačního prostoru se pro jednotlivé průtoky a konstrukce také liší, neboť pro její účinnou funkci je zapotřebí dostatečně uklidnit směs aby se mohl oddělit plyn od kapaliny.

V čerpadlovém režimu se u vloženého žebra vlivem nerovnoměrných tlaků v tělese mohou vytvořit podmínky pro vznik kavitace. Tomuto problému je nutno se vyhnout vhodnou konstrukcí žebra.

U některých konstrukcí a to zejména u těch, kde nasáváme kapalinu z výtaku opět na sání, se volí vložení kavitační bariéry Obr.5.7. Je to speciálně navrhnutý prvek, který vlivem svého tvaru rozrotuje kapalinu do víru, jenž pak napomáhá vrácení se recirkulační kapaliny zpět do prostoru oběžného kola. Tato úprava však zvyšuje na úkor samonasávání ztráty vzniklé obtékáním a také do jisté míry

destabilizuje tlakové pole okolo bariéry, a proto se musí pečlivě navrhnout, aby nedocházelo k vykavitování této bariéry.



Obr.5.7 Hydrodynamické samonasávací čerpadlo s vloženým žebrem a kavitační bariérou

Vzhledem k velkým tlakovým skokům (tzv. kopání) které se vyskytují v tělese čerpadla v samonasávacím režimu při tvoření směsi kapaliny a plynu má na hladký průběh velký vliv i počet a tvar lopatek oběžného kola.

5.3 Matematický popis funkce vloženého žebra

5.3.1 Odvození úpravy Bernoulliho rovnice pro oblast s n otvory

Vycházíme z pohybové rovnice kapaliny:

$$\rho \cdot \frac{dc_i}{dt} - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \rho \cdot g_i \quad (5-1)$$

Tuto rovnici vynásobíme elementárním objemem dV :

$$\rho \cdot \frac{dc_i}{dt} dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} dV = \rho \cdot g_i dV \quad (5-2)$$

Následně pak rychlostí c_i :

$$\rho \cdot \frac{dc_i}{dt} c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} c_i dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} c_i dV = \rho \cdot g_i c_i dV \quad (5-3)$$

Po přepisu derivace rychlosti na parciální derivaci podle Eulera:

$$\rho \cdot \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i dV + \rho \cdot \frac{\partial c_i}{\partial x_j} c_i c_j dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} c_i dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} c_i dV = \rho \cdot g_i c_i dV \quad (5-4)$$

Tyto derivace upravíme podle předpisu:

$$\begin{aligned} \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i &= \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial t} (c_i c_i) = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial c_i}{\partial t} c_i + \frac{\partial c_i}{\partial t} c_i \right) \\ \frac{\partial c_i}{\partial x_j} c_i c_j &= \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_j} (c_i c_i) c_j = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_j} (|c|^2) c_j \end{aligned} \quad (5-5)$$

Následně:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) c_j dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} c_i dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} c_i dV = \rho \cdot g_i c_i dV \quad (5-6)$$

Pro další úpravu přeindexujeme rovnici z x_j pro souřadnici x_i :

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{2} c_j c_j \right) c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} c_i dV = \rho \cdot g_i c_i dV \quad (5-7)$$

Zavedeme potenciál gravitačních sil ϕ :

$$\begin{aligned}\phi &= -g_j x_j \\ \frac{\partial \phi}{\partial x_i} &= -g_j \frac{\partial x_j}{\partial x_i} = -g_j \delta_{ij} = -g_i\end{aligned}\quad (5-8)$$

Z čehož vyvodíme:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{2} c_j c_j \right) c_i dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} c_i dV = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial x_i} c_i dV \quad (5-9)$$

Provedeme integraci:

$$\int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_V \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{2} c_j c_j \right) c_i dV - \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} c_j dV + \int_V \frac{\partial p}{\partial x_i} c_i dV = - \int_V \rho \frac{\partial \phi}{\partial x_i} c_i dV \quad (5-10)$$

Použijeme Gauss Ostrogradského větu:

$$\begin{aligned}\int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_S \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \\ - \int_S \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV + \int_S p c_i n_i dS - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_S \rho \phi c_i n_i dS + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \phi p dV\end{aligned}\quad (5-11)$$

Význam členů rovnice (5-11):

$$\int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV - \text{Rychlost změny kinetické energie v objemu}$$

$$\int_S \frac{1}{2} \rho c_j c_j c_i n_i dS - \text{Rychlost toku kinetické energie přes povrch S}$$

$$\frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \text{Změna hustoty vlivem změny kinetické energie}$$

$$\frac{1}{2} \int_V \rho \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (c_j c_j) dV - \text{Změna rychlostí vlivem stlačitelnosti}$$

$$\int_S \Pi_{ji} c_j n_i dS - \text{Užitečný výkon konaný viskózními silami}$$

$$\int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \text{Disipace celkové mechanické energie v objemu = ztráty = teplo}$$

$\int_S p c_i n_i dS$ - Užitečný výkon konaný tlakovými silami

$\int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV$ - Změna rychlostí vlivem tlakových sil

$\int_S \rho \phi c_i n_i dS$ - Výkon gravitačních sil

$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV$ - Změna hustoty způsobená vlivem gravitačních sil

$\int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \phi \rho dV$ - Změna rychlostí vlivem gravitačních sil

5.3.2 Rovnice kontinuity pro stačitelnou kapalinu a n otvorů

Rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho c_i) = 0 \quad (5-12)$$

Rovnici vynásobíme elementárním objemem dV:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho c_i) dV = 0 \quad (5-13)$$

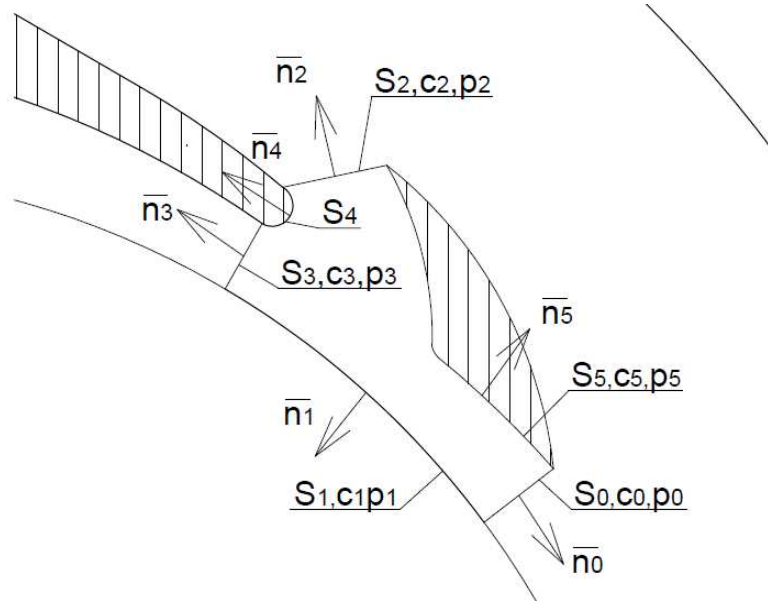
Provedeme integraci:

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_V \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho c_i) dV = 0 \quad (5-14)$$

Převedeme Gauss-Ostrogradského větou:

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho c_i n_i dS = 0 \quad (5-15)$$

5.3.3 Dosazení do rovnice kontinuity pro případ s vloženým žebrem



Obr.5.3.3 Zkoumaná oblast ve spirálním tělese čerpadla

Rozpis pro zkoumanou oblast je: (5-16)

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_0} \rho c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho c_i n_i dS + \int_{S_4} \rho c_i n_i dS + \int_{S_5} \rho c_i n_i dS = 0$$

Dále víme, že pro S_4 a S_5 je $dQ=0$: (5-17)

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_0} \rho c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho c_i n_i dS = 0$$

Vhodnou konstrukcí tvaru žebra a volbou funkce pro hustotu dosáhneme toho, že rychlostní profil bude na ploše S_0 a S_3 přibližně stejný: (5-18)

$$\int_{S_0} \rho c_i n_i dS = - \int_{S_3} \rho c_i n_i dS$$

$$c_i n_i dS = dQ$$

Pak tedy:

(5-19)

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_0} \rho c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho c_i n_i dS - \int_{S_0} \rho c_i n_i dS = 0$$

A konečně:

(5-20)

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_1} \rho c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho c_i n_i dS = 0$$

Jak patrně směs proudící takto upraveným kanálem může protékat pouze z oblasti 1 do 2 a obráceně, vždy z místa většího tlaku do místa s menším tlakem.

Také můžeme vyčíslit, že kromě rychlosti je průtok závislý na změně hustoty a její časové derivaci. Tato se volí na základě známých proudových obrazů určených pro danou geometrii tratě a čerpadla.

Je také patrné jak velký význam má rychlostní profil na hranicích S_0 a S_3 . Dosažení vždy ideálně stejného profilu je komplikovanou záležitostí a vyžaduje hlubokých znalostí jedno i vícefázového proudění. Řešení je možno provést pouze výpočtovým modelováním optimalizací tvaru žebra.

5.3.4 Dosazení do Bernoulliho rovnice pro případ s vloženým žebrem

Aplikací vztahů (5.11) na oblast s vloženým žebrem dostaneme:

(5-21)

$$\begin{aligned} & \int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_j c_j \right) dV + \int_{S_0} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_0} p c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_1} p c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \\ & \int_{S_2} p c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_3} p c_i n_i dS + \int_{S_4} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_4} p c_i n_i dS + \int_{S_5} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \\ & + \int_{S_5} p c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \\ & - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_4} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_5} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{S_0} \rho \phi c_i n_i dS - \\ & - \int_{S_1} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_2} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_3} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_4} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_5} \rho \phi c_i n_i dS + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \phi p dV \end{aligned}$$

Také víme, že pro S_4 a S_5 je $dQ=0$:

(5-22)

$$\begin{aligned} & \int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{S_0} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_0} p c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_1} p c_i n_i dS + \\ & + \int_{S_2} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_2} p c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_3} p c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \\ & - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \\ & - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{S_0} \rho \phi dQ - \int_{S_1} \rho \phi dQ - \int_{S_2} \rho \phi dQ - \int_{S_3} \rho \phi dQ + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \rho \phi dV \end{aligned}$$

Po dosazení (5-20) do Bernoulliho rovnice:

(5-23)

$$\begin{aligned} & \int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{Q_0} \rho \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_0} p dQ + \rho \int_{Q_1} \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_1} p dQ + \rho \int_{Q_2} \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_2} p dQ - \\ & - \int_{Q_0} \rho \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_3} p dQ - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_i n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \\ & \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{Q_0} \rho \phi dQ - \int_{Q_1} \rho \phi dQ - \int_{Q_2} \rho \phi dQ + \int_{Q_0} \rho \phi dQ + \\ & + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi dQ + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \phi dQ \end{aligned}$$

Tedy:

(5-24)

$$\begin{aligned} & \int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{Q_0} p dQ + \int_{Q_1} \rho \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_1} p dQ + \rho \int_{Q_2} \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_2} p dQ + \int_{Q_3} p dQ - \\ & - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_i n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \\ & \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{Q_1} \rho \phi dQ - \int_{Q_2} \rho \phi dQ + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi dQ + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \phi dQ \end{aligned}$$

Zavedeme předpoklady pro další výpočet:

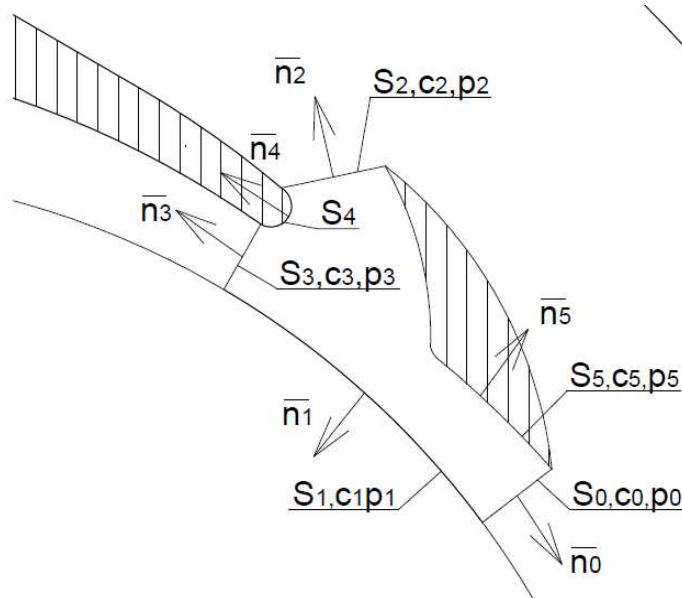
- 1) Zanedbáme výkony a ztráty vzniklé smykovým napětím ve směsi
- 2) Zanedbáme vliv gravitačních výkonů, neboť je oblast velmi malá
- 3) Tlaková pole v oblasti 0 a 3 považujeme za vyrovnaná

Po dosazení do Bernoulliho rovnice:

(5-25)

$$\int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{Q_1} \rho \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_1} p dQ + \int_{Q_2} \rho \frac{1}{2} c_j c_j dQ + \int_{Q_2} p dQ - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV -$$

$$- \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = 0$$

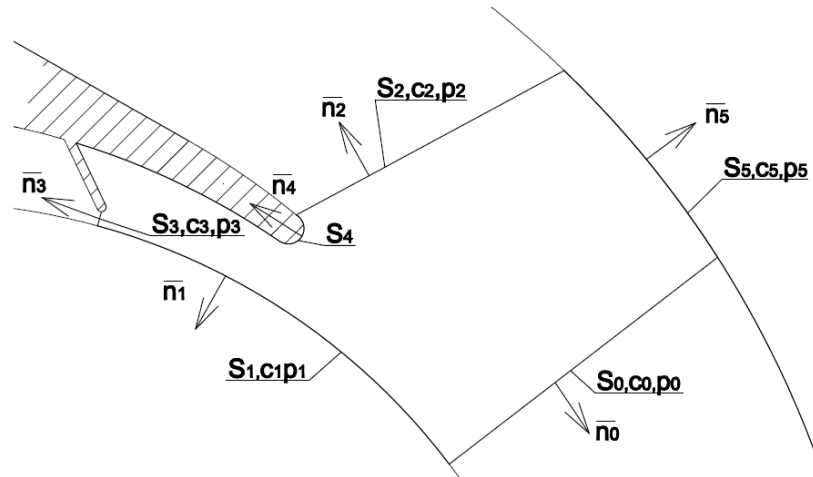


Obr.5.3.3 Zkoumaná oblast ve spirálním tělese čerpadla

Z rovnice (5-25) je patrné, které členy mají největší vliv na správnou činnost. Dominantní jsou především tlaky na hranicích 1 a 2. Jelikož v kanále oběžného kola se tlak kapaliny zvyšuje, můžeme předpokládat, že na jeho hranici bude nejvyšší. Výtlak čerpadla je naproti tomu otevřený a tak bude směřovat do oblasti atmosférického tlaku, tedy nižšího. Dalším významným členem je rovnice v čase se měnící hustoty, jenž se opět odvíjí od proudových obrazců dvoufázového proudění probíhajícího v oblasti.

5.4 Matematický popis funkce přepážky ve spirále

5.4.1 Dosazení do rovnice kontinuity pro případ s přepážkou



Obr.5.4.1 Zkoumaná oblast ve spirálním tělese čerpadla

Rozpis pro zkoumanou oblast je: (5-26)

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_0} \rho c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho c_i n_i dS + \int_{S_4} \rho c_i n_i dS + \int_{S_5} \rho c_i n_i dS = 0$$

Dále víme, že pro S_4 a S_5 je $dQ=0$: (5-27)

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{S_0} \rho c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho c_i n_i dS + \int_{S_2} \rho c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho c_i n_i dS = 0$$

Z uvedených vztahů je zřejmé, že se při průchodu lopatky pod nosem bude v této oblasti prudce zvyšovat tlak. To způsobí proudění tekutiny do oblasti 1, tedy zpět do kola. Po průchodu této lopatky nastane prudký pokles tlaku, jenž způsobí změnu proudění z ploch 0 a 2 do prostoru pod nos. Tento princip se periodicky opakuje při každém průchodu lopatky.

5.4.2 Dosazení do Bernoulliho rovnice pro případ s přepážkou

Rozpis Bernoulliho rovnice pro zkoumanou oblast: (5-28)

$$\begin{aligned}
 & \int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{S_0} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_0} p c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_1} p c_i n_i dS + \\
 & + \int_{S_2} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_2} p c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_3} p c_i n_i dS + \int_{S_4} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_4} p c_i n_i dS + \\
 & + \int_{S_5} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_5} p c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS \\
 & - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_4} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_5} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{S_0} \rho \phi c_i n_i dS - \\
 & - \int_{S_1} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_2} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_3} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_4} \rho \phi c_i n_i dS - \int_{S_5} \rho \phi c_i n_i dS + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \phi p dV
 \end{aligned}$$

Dále víme, že pro S_4 a S_5 je $dQ=0$: (5-29)

$$\begin{aligned}
 & \rho \int_V \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \rho \int_{S_0} \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_0} p c_i n_i dS + \rho \int_{S_1} \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_1} p c_i n_i dS + \\
 & + \rho \int_{S_2} \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_2} p c_i n_i dS + \rho \int_{S_3} \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_3} p c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \\
 & - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \\
 & - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{S_0} \rho \phi dQ - \int_{S_1} \rho \phi dQ - \int_{S_2} \rho \phi dQ - \int_{S_3} \rho \phi dQ + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \rho \phi dV
 \end{aligned}$$

Po dosazení (5-27) do Bernoulliho rovnice:

(5-30)

$$\begin{aligned} & \int_V \frac{\partial}{\partial t} \rho \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{S_0} \frac{1}{2} \rho c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_0} p c_i n_i dS + \int_{S_1} \frac{1}{2} \rho c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_1} p c_i n_i dS + \\ & + \int_{S_2} \frac{1}{2} \rho c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_2} p c_i n_i dS + \int_{S_3} \frac{1}{2} \rho c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_3} p c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \\ & - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \\ & - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = - \int_{S_0} \rho \phi dQ - \int_{S_1} \rho \phi dQ - \int_{S_2} \rho \phi dQ - \int_{S_3} \rho \phi dQ + \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \rho \phi dV \end{aligned}$$

Zavedeme předpoklady pro další výpočet:

Zanedbáme vliv gravitačních výkonů, neboť je oblast velmi malá

Po dosazení do Bernoulliho rovnice:

(5-31)

$$\begin{aligned} & \int_V \rho \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} c_i c_i \right) dV + \int_{S_0} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_0} p c_i n_i dS + \int_{S_1} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_1} p c_i n_i dS + \\ & + \int_{S_2} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_2} p c_i n_i dS + \int_{S_3} \rho \frac{1}{2} c_j c_j c_i n_i dS + \int_{S_3} p c_i n_i dS - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} (c_j c_j) c_i dV - \\ & - \frac{1}{2} \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} (\rho c_j c_j) dV - \int_{S_0} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_1} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_2} \Pi_{ji} c_j n_i dS - \int_{S_3} \Pi_{ji} c_j n_i dS + \int_V \frac{\partial c_j}{\partial x_i} \Pi_{ji} dV - \\ & - \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} p dV = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \phi c_i dV + \int_V \frac{\partial c_i}{\partial x_i} \rho \phi dV \end{aligned}$$

Z této rovnice je zřejmý význam nehomogenity hustoty, jelikož se v členech vyskytuje vždy s druhou mocninou rychlosti. Na celkové energii se tedy významně podílejí členy konvektivních sil, jejichž podíl roste se zvyšováním hustoty kapaliny. Z toho lze usuzovat, že základem pro dobrou sací schopnost je recirkulace směsi s vysokým obsahem kapaliny.

Dalším významným členem jsou v tomto případě smyková napětí na hranici kola. Vzhledem k tomu, že je vzduch vůči vodě smáčivý budou tyto účinky negativě ovlivňovat samonasávací schopnosti.

6. Experiment

6.1 Podmínky měření

Měření se konalo ve dnech 3.-7. 5. 2010 na zkušebně VUT FSI OHS FI na stanici mikroturbín. Měřené veličiny byly vyhodnoceny s kritérii uvedenými dále.

6.2 Měřené veličiny

p_s	tlak na sání čerpadla	kPa
p_v	tlak na výtlaku čerpadla	kPa

6.3 Použitá měřicí technika

SPa – snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 160 kPa (A), přesnost $\pm 0,25\%$, proudový výstup 0–20 mA, v.č. 11496 11 97 (atmosferický tlak)

SP1 – snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 160 kPa (A), přesnost $\pm 0,25\%$, proudový výstup 0–20 mA, v.č. 114271197 (tlak na sání čerpadla)

SP2 – snímač tlaku DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 400 kPa (A), přesnost $\pm 0,25\%$, proudový výstup 0–20 mA, v.č. 114271196 (tlak na výtlaku)

SQ – indukční průtokoměr ELA BRNO, typ MQCI 99-C DN50, měřicí rozsah 0-20 l/s, přesnost $\pm 0,5 \%$ z rozsahu, proudový výstup 4-20 mA, v.č. A95 1222.

NZ – stejnosměrný stabilizovaný zdroj NZ 224 Ramet, $U_N=24$ V, v.č. 9910027.

PC – Intel Atom N270, 2GB RAM s měřicí kartou NI USB-6216

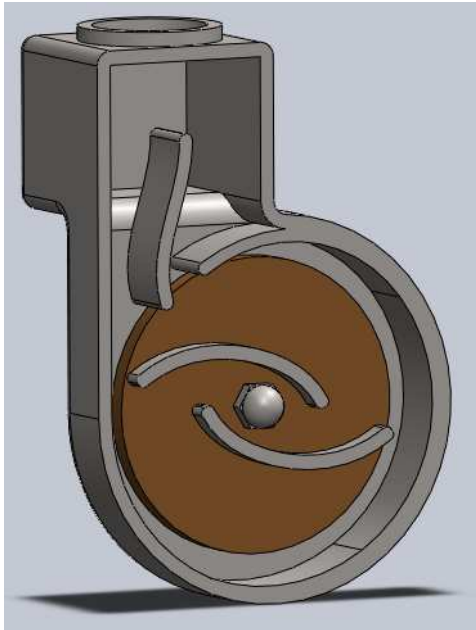
FM – frekvenční měnič Control Techniques SK 2404, 15kW

Měření bylo prováděno s využitím vlastního měřicího programu podporovaného v prostředí LabVIEW 2009, licencovaného na VUT v Brně.

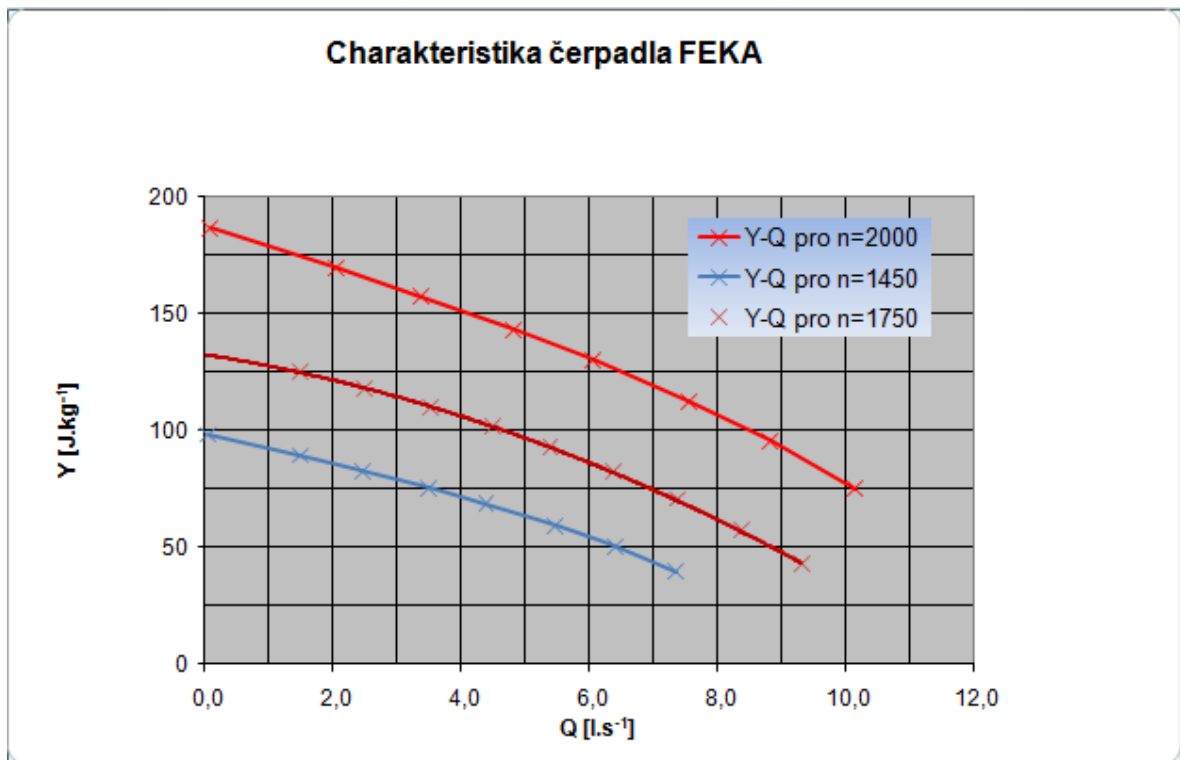
Frekvence vzorkování: 1 kHz, doba měření : 20-100 s.

6.4 Čerpadlo pro experiment

Čerpadlo použité pro tento experiment je FEKA-03-ZE, $Q=500\text{l/min}$, $H=5,5\text{m}$ obr. 6.1 výroby Sigma Závadka n.p. určené původně pro čerpání fekálií. Je to čerpadlo radiální, odstředivé a samonasávací s vloženým žebrem na výtlaku, jehož princip byl vysvětlen výše.



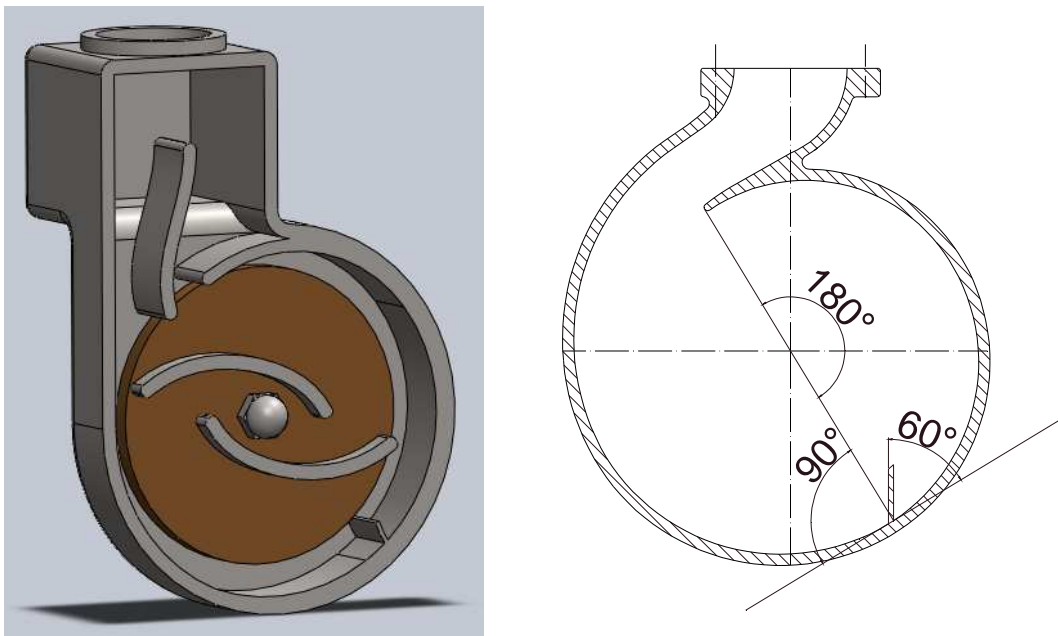
Obr 6.1 Čerpadlo Feka



Obr 6.2 Charakteristika Feka-03-ZE

6.5 Úprava čerpadla

Na čerpadle Feka byla po proměření nasávací schopnosti provedena konstrukční změna přivařením zarážky podle obr. 6.3. Měření se opakovalo ve stejném sledu za stejných podmínek.

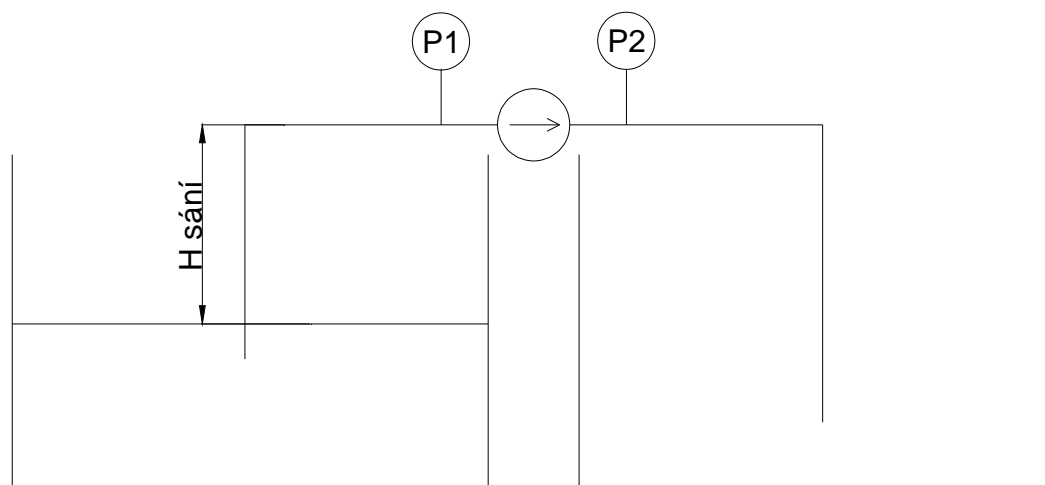


Obr 6.3 Úprava na spirále samonasávacího čerpadla FEKA

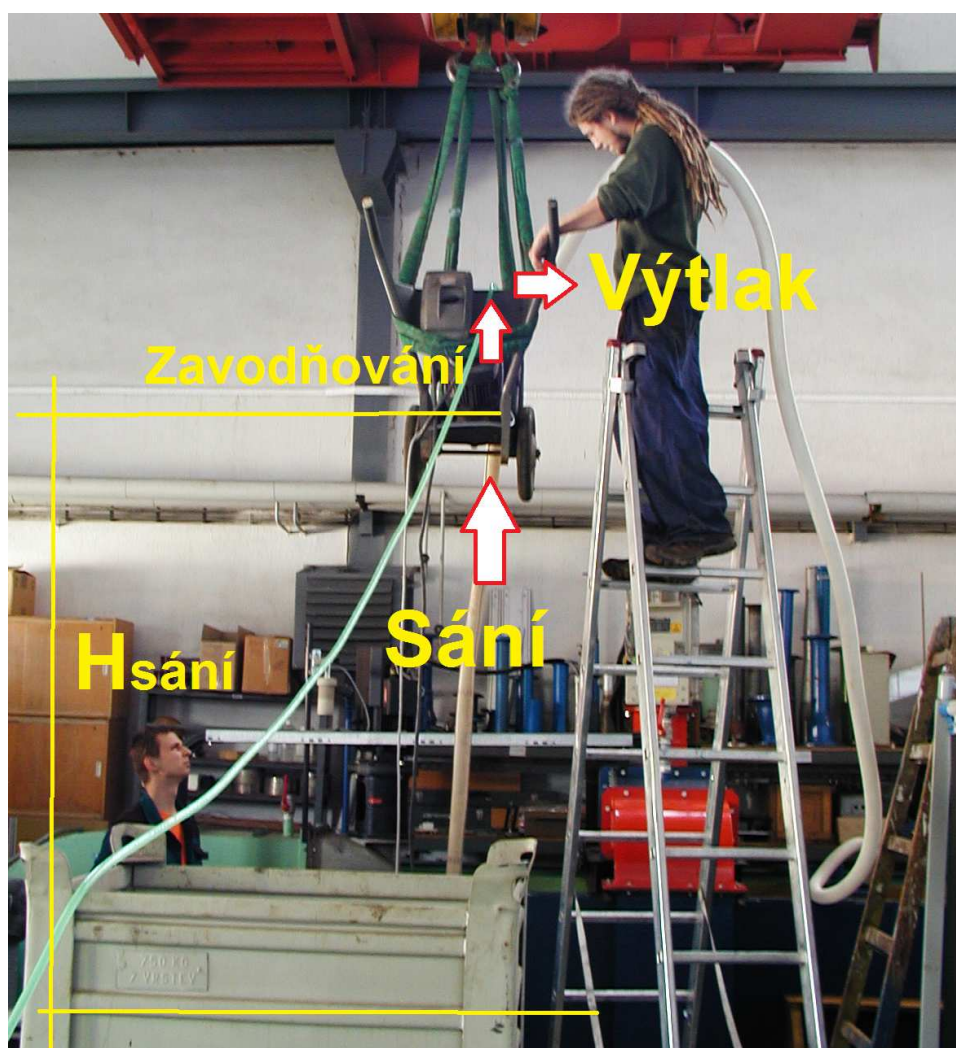


Obr 6.4 Úprava na spirále samonasávacího čerpadla FEKA

6.6 Měřicí trať



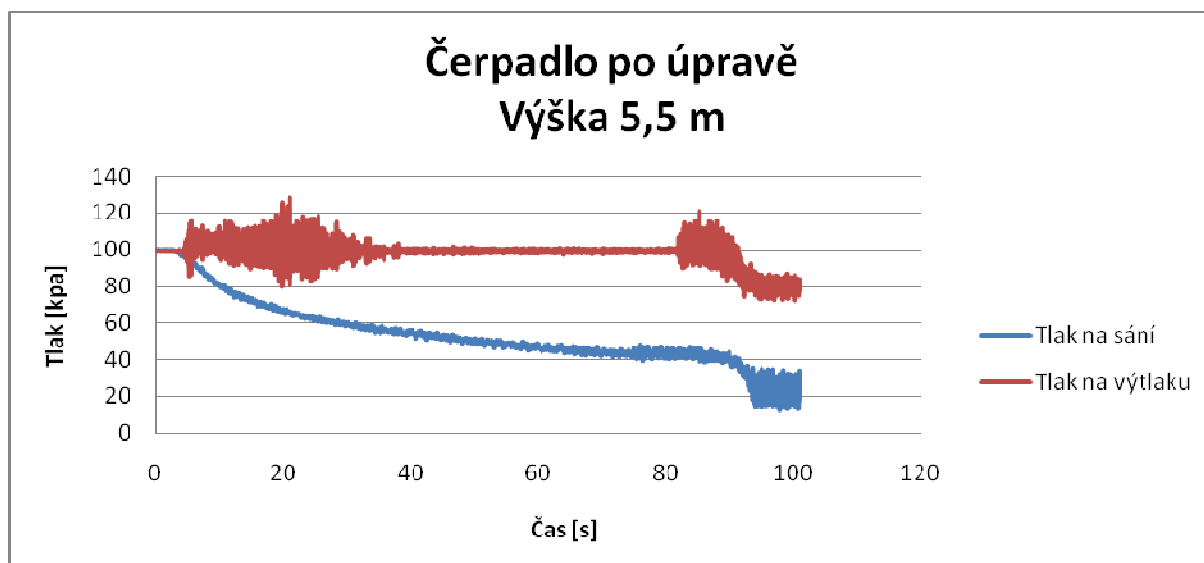
obr 6.5 Měřicí trať čerpadla



obr 6.6 Měřicí trať čerpadla

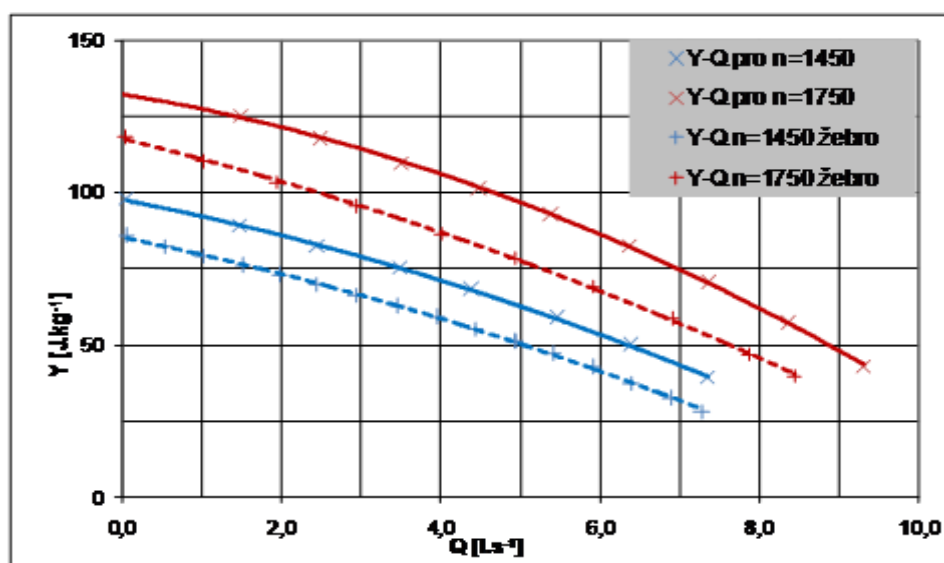
6.7 Postup měření

Měřicí trať byla nastavena na sací výšku měřenou od hladiny po osu oběžného kola. Po zavzdušnění sání a výtaku čerpadla bylo toto zavodněno z vnějšího zdroje a po uklidnění bylo spuštěno snímání tlaků na sání a výtaku (viz obr 6.7). Nakonec byl spuštěn frekvenční měnič, jenž uvedl čerpadlo do chodu. Každá sací výška je proměřena 3x. Všechna měření proběhla při maximálním průtoku.



Obr 6.7 Naměřené hodnoty tlaků

Dále byla proměřena charakteristika čerpadla před a po úpravě obr 6.8.



Obr 6.8 Charakteristika před a po úpravě spirály čerpadla FEKA

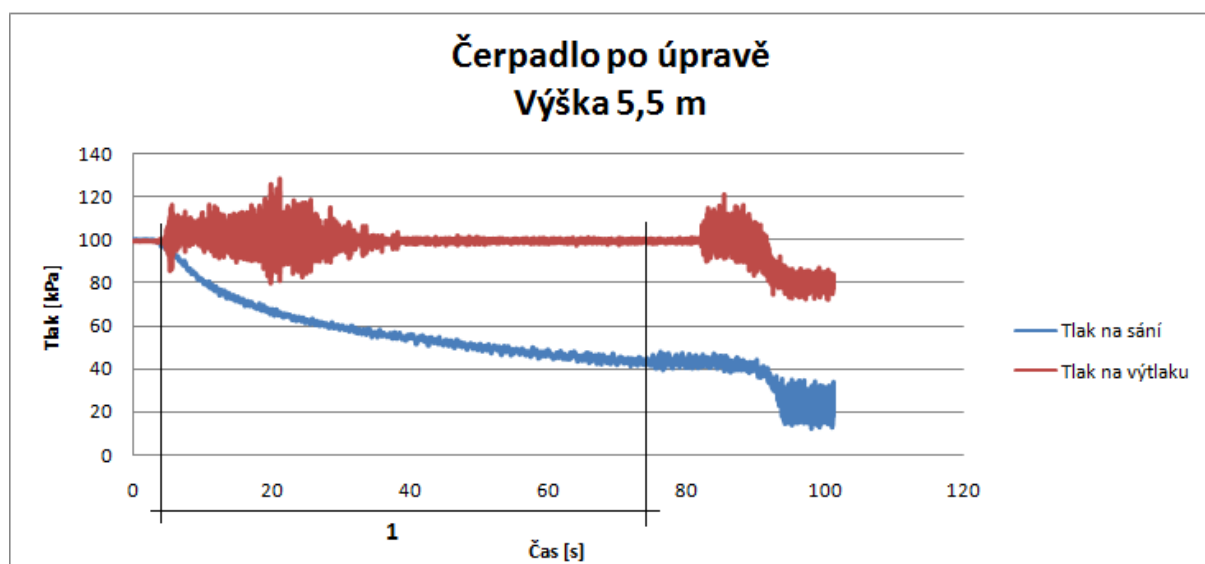
6.8 Vyhodnocení

Z naměřených hodnot tlaku byly vyhodnoceny časy spuštění čerpadla a dosažení hladiny kapaliny obežného kola. Z jejich rozdílů byla určena doba samonasávání (1) na obr 6.9, po kterou čerpadlo vytvářelo podtlak na vyčerpání vzduchu až do doby, kdy voda dosáhla obežného kola. Z hodnot pro jednotlivá měření byly udělány aritmetické průměry, neboť byla každá výška měřena 3x. Z těchto hodnot je pak vyhodnocen průměrný samonasávací čas v závislosti na výšce.

Zároveň byl vyhodnocen aritmetický průměr 100 hodnot dosaženého tlaku sání po vystoupení vody k obežnému kolu, tedy maximální sací podtlak dosažený u dané výšky.

Čas zapnutí frekvenčního měniče je definován jako pokles tlaku o 1 kPa od počátečního - atmosférického.

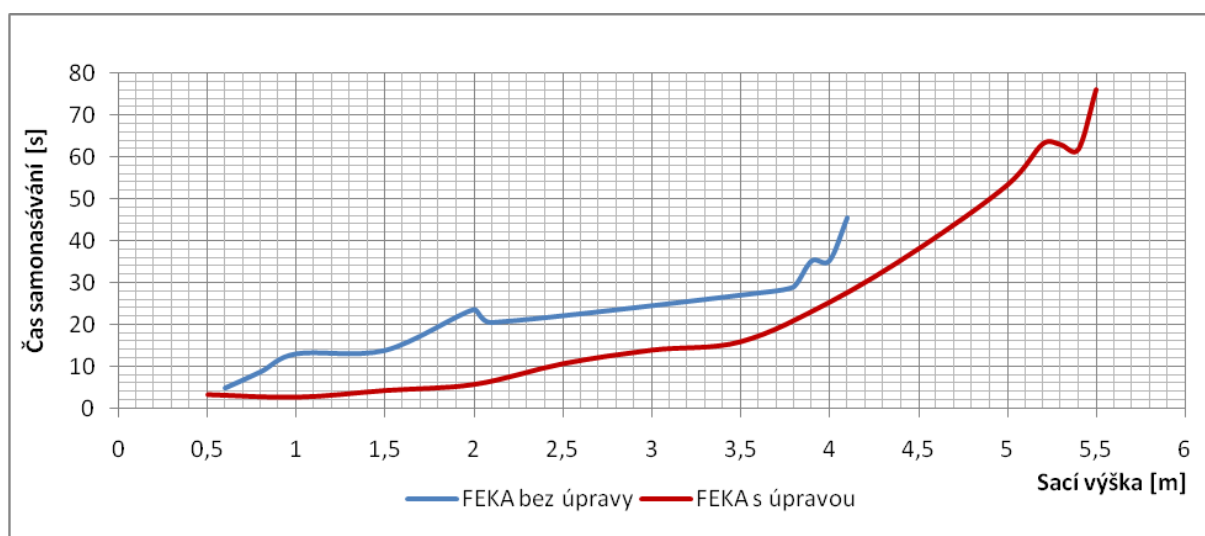
Čas prvního kopnutí je definován jako 10tý odskok o 8 kPa hodnoty tlaku od průměru přes jejich 10 posledních měřených hodnot (obr 6.9).



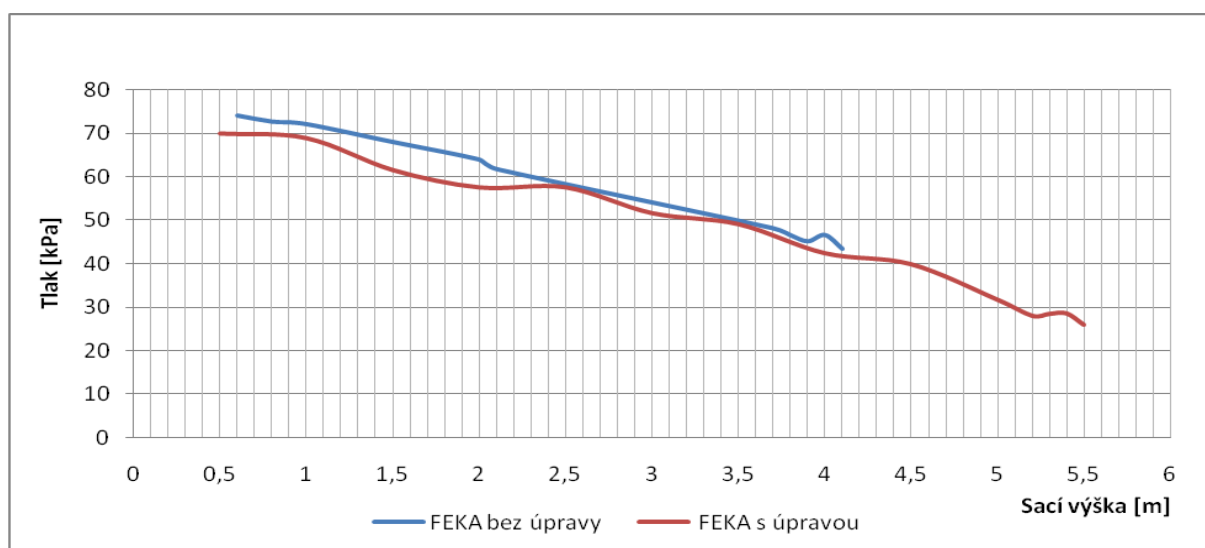
Obr. 6.9 Naměřené hodnoty tlaků čerpadla

6.8 Závěr měření

Z grafu průměrných časů samonasávání (obr 6.10) je zřejmé, že čerpadlo s žebrem a zarážkou má vyšší sací schopnost už i pro nasávání ze stejných výšek. Tato skutečnost potvrdila původní předpoklady. Zároveň po úpravě je schopno nasát z větších hloubek, ukázalo se tedy, že podtlaky vyvozované čerpadlem jsou opravdu značně závislé na sytosti recirkulační kapaliny. Potvrzuje to i srovnání v grafu minimálního dosáhnutého tlaku na sání (obr 6.11), kde se ukázalo, že podtlak vyvozený čerpadlem po úpravě je jen o málo nižší než před ní a tedy podtlaky potřebné k nasátí ze stejných výšek kapaliny jsou přibližně vždy stejné. Pouze rychlost jejich vyvození se značně liší.

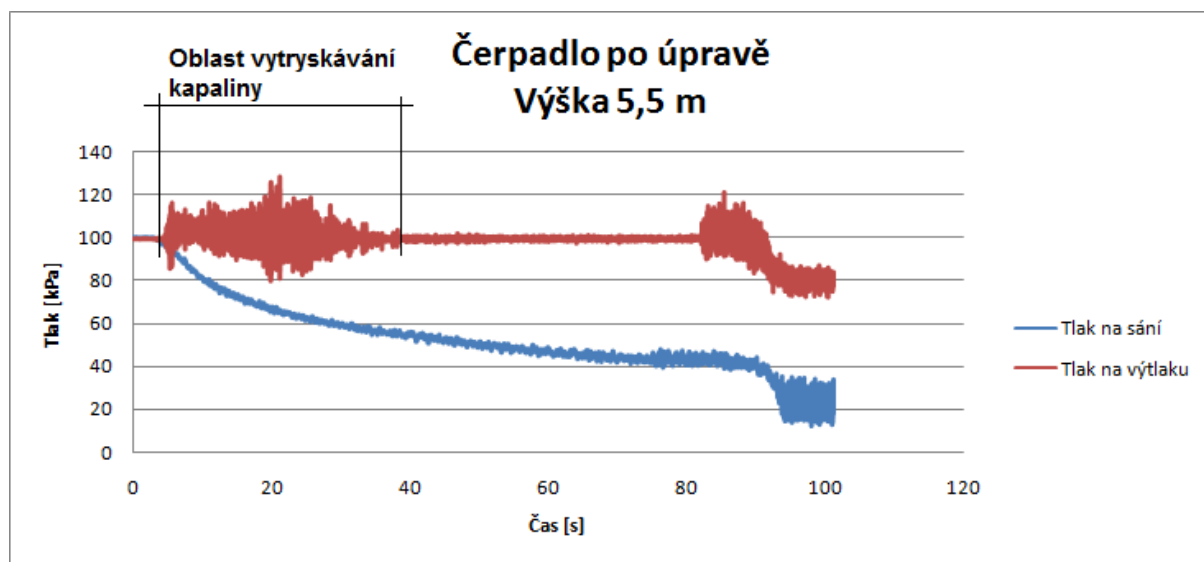


Obr. 6.10 Samonasávací časy Feka bez úpravy a s úpravou



Obr. 6.11 Tlak na sání Feka bez úpravy a s úpravou

Při měření se také ukázalo jakou důležitost má pro funkci samonasávání množství recirkulační kapaliny a zásoba vody, která se do recirkulačního prostoru během procesu samonasávání dostává, tedy zavodnění před spuštěním. Po spuštění čerpadla následovalo téměř vždy vytryskávání kapaliny do výtlačného potrubí. Bylo to způsobeno malým prostorem pro recirkulaci. Na grafu jej můžeme pozorovat jako kmity tlaku na výtlačku s velkými amplitudami hned po spuštění frekvenčního měniče (obr 6.12). Při postupném snižování tlaku na sání se snižovala i hladina vyšlehané vody ve výtlačku až se dostala opět všechna do tělesa, kde dále vytvořila směs vhodnou k vyvozování podtlaku na sání. Z takového úbytku se dá vyvodit, že se kapalina vyšlehávala i do sacího potrubí, čímž prakticky z tělesa nenávratně odcházela. Při sacích výškách vyšších než 5,5m docházelo k úbytku recirkulační kapaliny do té míry, že směs nebyla dost sytá k vytvoření vyšších podtlaků a čerpadlo nenasálo.



Obr. 6.12 Tlaky na sání a výtlačku Feka s úpravou

Dalším negativním vlivem je vzrůstající teplota kapaliny. U vyšších sacích výšek a zejména u vyšších otáček čerpadla je tendence recirkulační kapaliny zahřívát se vlivem ztrát vznikajících v prostoru čerpadla. Při vzrůstu teploty se však snižuje hustota směsi a zvyšuje se tlak nasycených par. V důsledku těchto změn také nebylo čerpadlo schopno nasát.

Z těchto důvodů tedy navrhuji další úpravy zvětšením prostoru pro recirkulaci kapaliny a tím možnost jeho většího zalití před začátkem čerpání.

7. Závěr

V úvodu bylo řečeno, že zájem o tuto problematiku je nejen u nás, ale i ve světě značný, a že stávající řešení ne vždy vyhovují požadovaným parametrům, i když je těchto konstrukcí opravdu velké množství. Cílem této diplomové práce však bylo charakterizovat problémy samonasávání a jak se ukázalo, není to problematika jednoduchá. Práce poukázala na to, že zkoumat samonasávací režim jako samostatný proces vyžaduje znalosti fyziky vícefázového proudění, které je velice obtížné simulovat metodami CFD, jako tomu bývá u čerpadlových režimů. Z důvodu takto složitého charakteru výpočtových metod se výzkum orientuje především na experimentální zjišťování parametrů.

Náš experiment se orientoval především na potvrzení teoretického rozboru předpokládajících zvýšení samonasávací výšky při jednoduché konstrukční úpravě. Toto se ukázalo jako pozitivní. Negativním jevem však bylo snížení měrné energie, které bude na škodu čerpadlovému režimu. Ukázalo se tedy, že výzkum samonasávacích vlastností samostatně nemůže pokrýt celou problematiku čerpání samonasávacími čerpadly.

Na závěr je potřeba uvést, že problematika samonasávání bude stále aktuální a vzhledem ke své složitosti musí být předmětem dlouhodobého výzkumu.

8. Použitá literatura

TONG, Long-sun; TANG, Yong-sun. *BOILING HEAT TRANSFER AND TWO-PHASE FLOW, Second Edition*. Washington, D.C. 20005-3521 : Taylor & Francis, 1101 Vermont Avenue, N.W, Suite 200, 1997. 572 s. ISBN 1-56032-485-6.

ISHII, MAMORU; HIBIKI, TAKASHI. *THERMO-FLUID DYNAMICS OF TWO-PHASE FLOW*. Osaka : Noda, Kumatori, Sennan, 2006. 469 s. ISBN 0-387-28321-8.

NEUMAIER, Robert. *Hermetische Pumpen*. Hemsbach : Druckhaus BELTZ, 1994. 590 s. ISBN 3-929682-05-2.

VARCHOLA, Michal, *Hydrostatické čerpadlá*. Bratislava : Edičné stredisko STU, 1992. 220 s. ISBN 80-227-0490-3

TOMÁŠ, František; FLEISCHNER, CSc., Petr. *Čerpadla Sbírka příkladů část I*. VUT v Brně : Rektorát VUT v Brně, 1982. 170 s

SZOLGA, Csaba. *Samonasávací proces hydrodynamického čerpadla*. Bratislava, 2006. 166 s. Dizertační práce. Slovenská technická univerzita v Bratislave.

GOLÁŇ, Petr. *Samonasávací čerpadlo*. Brno, 2008. 45 s. Diplomová práce. VUT Brno.

FIALOVÁ, Simona. *Vířivé čerpadlo*. Brno, 2004. 68 s. Diplomová práce. VUT Brno.

Heinnlich.cz [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. Sinusové čerpadlo. Dostupné z WWW: <<http://www.hennlich.cz/index.php?dokument=1828>>.